

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh parního kotle na odpadní teplo za spalovací turbínou  
SGT800 spalující zemní plyn

Design of Steam Boiler on Thermic Waste for Combustion  
Turbine SGT800

Student:

Bc. Martin Fránek

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2012

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Martin Fránek**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

Návrh parního kotle na odpadní teplo za spalovací turbínou SGT800  
spalující zemní plyn

Design of Steam Boiler on Thermic Waste for Combustion Turbine  
SGT800

Zásady pro vypracování:

Navrhnete parní kotel na odpadní teplo za spalovací turbínou SGT800 spalující zemní plyn. Kotel je jednotlakový, vertikálního provedení s přirozenou cirkulací parovodní směsi ve výparníkovém okruhu. Kotel je venkovního provedení a je vybaven ohřívákem síťové vody. Požaduje se vstříková regulace teploty přehřáté páry. Požadovaný tepelný výkon ohříváku síťové vody je možné dosáhnout změnou průtoku síťové vody. Vyráběná pára slouží pro pohon parní turbíny.

Složení spalín v obj. procentech: CO<sub>2</sub> 3,41 %, H<sub>2</sub>O 7,70 %, N<sub>2</sub> 74,71 %, O<sub>2</sub> 13,30 %, Ar 0,88 %.

Zadané parametry: Teplota napájecí vody 66,5 °C, ohřev síťové vody: vstupní teplota 85 °C, výstupní teplota 154,4 °C, tlak na výstupu 16,1 bar.

Garantované parametry kotle při provozu spalovací turbíny: Parní výkon 56 t/h, teplota přehřáté páry 510 °C, tlak přehřáté páry 83,3 bar, hmotnostní tok síťové vody 170 t/h, teplota spalín za turbínou 548 °C, množství spalín 128,5 kg/s.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČERNÝ, V. a kol.. *Parní kotle a spalovací zařízení*. SNTL Praha, 1975.

ON 074017 *Tepelný výpočet parních kotlů*.

DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. ČVUT Praha 2007, ISBN 978-80-01-03757-7.

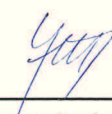
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

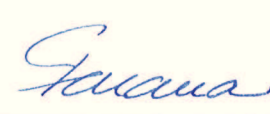
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



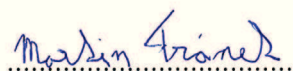
  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

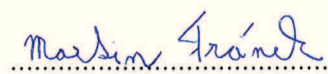
V Ostravě: 21.5.2012

  
.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2012

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Martin Fránek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Nová 773, 768 33, Morkovice - Slížany

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

FRÁNEK, M. *Návrh parního kotle na odpadní teplo za spalovací turbínou SGT800 spalující zemní plyn : diplomová práce.* Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 65 s. Vedoucí práce: Míka, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem parního kotle na odpadní teplo. Práce se skládá z technické zprávy a projekčního výkresu kotle. Technická zpráva obsahuje popis paroplynového cyklu, rozdělení a uspořádání kotlů na odpadní teplo. V druhé části zprávy je podle zadání zpracován tepelný výpočet kotle. Výkresová dokumentace vychází z tepelného výpočtu s důrazem na provedení tlakových částí – tepelné výměníky.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

FRÁNEK, M. *Design of Steam Boiler on Thermic Waste for Combustion Turbine SGT800 : Master Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 65 p. Thesis head: Míka, J.

Master thesis is dealing with design heat recovery steam generator (HRSG). The project consists a technical specification and a drawing documentation. The technical specification contains description of the combined cycle and distribution HRSG. In the second part of the technical specification is process thermal calculation. The drawing documentation reflects on the thermal calculation with emphasis of pressure parts – heat exchangers.

## Obsah

	strana
Seznam použitých symbolů a indexů.....	8
1 Úvod.....	12
2 Paroplynový cyklus.....	12
2.1 Účinnost paroplynového cyklu.....	14
3 Rozdělení kotlů za spalovací turbínou.....	14
4 Popis a schéma řazení kotle.....	17
5 Tepelný výpočet kotle.....	19
5.1 Výpočet parametrů na straně média.....	19
5.2 Výpočet parametrů na straně spalin.....	22
5.3 Tepelný výpočet výhřevných ploch.....	24
5.3.1 Tepelný výpočet přehříváku II.....	25
5.3.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	26
5.3.1.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	28
5.3.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média.....	29
5.3.1.4 Tepelná bilance výměníku.....	30
5.3.2 Tepelný výpočet přehříváku I.....	31
5.3.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	32
5.3.2.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	34
5.3.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média.....	35
5.3.2.4 Tepelná bilance výměníku.....	36
5.3.3 Tepelný výpočet výparníku.....	37
5.3.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	38
5.3.3.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	40
5.3.3.3 Součinitel přestupu tepla pro var média a tepelná bilance.....	41
5.3.4 Tepelný výpočet ekonomizéru II.....	43
5.3.4.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	44
5.3.4.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	46
5.3.4.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média.....	47
5.3.4.4 Tepelná bilance výměníku.....	48
5.3.5 Tepelný výpočet ekonomizéru I.....	49
5.3.5.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	50
5.3.5.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	52
5.3.5.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média.....	53

		5.3.5.4 Tepelná bilance výměníku.....	54
	5.3.6	Tepelný výpočet ohříváku síťové vody.....	55
		5.3.6.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	56
		5.3.6.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	58
		5.3.6.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média.....	59
		5.3.6.4 Tepelná bilance výměníku.....	60
6		Konečné zatrubkování kotle a znázornění dosažených výsledků v diagramech.....	61
7		Závěr.....	63
8		Seznam použité literatury.....	64
9		Seznam příloh.....	65
		Poděkování.....	65



## Seznam použitých symbolů a indexů

Symbol	Popis	Jednotka
A	vnitřní délka spalínovodu	m
B	šířka spalínovodu	m
D	průměr trubky	m (mm)
D <sub>z</sub>	průměr žebrované trubky	m (mm)
E	součinitel efektivnosti žebra	1
P <sub>r</sub>	Prandtlovo číslo	1
Q	tepelná bilance	W (kW)
$\dot{Q}$	tepelný tok výměníku	W (kW)
$\dot{Q}_p$	předběžná hodnota tepelného toku výměníku	W (kW)
S <sub>lc</sub>	celkový povrch jednoho metru žebrované trubky	m <sup>2</sup> .m <sup>-1</sup>
S <sub>lm</sub>	obsah plošného průřezu jednoho metru žebrované trubky	m <sup>2</sup> .m <sup>-1</sup>
S <sub>c</sub>	celkový obsah jedné řady trubek ve spalínovém tahu	m <sup>2</sup>
$\frac{S_h}{S}$	podíl volných částí trubky a celkové plochy na straně spalin	1
S <sub>M</sub>	celková výhřevná plocha na straně média	m <sup>2</sup>
S <sub>SP</sub>	průřez pro průtok spalin ve spalínovém tahu	m <sup>2</sup>
S <sub>SPc</sub>	celková výhřevná plocha na straně spalin	m <sup>2</sup>
S <sub>tr</sub>	vnitřní průřez trubky	m <sup>2</sup> (mm <sup>2</sup> )
S <sub>z</sub>	rozteč žeber	m
$\frac{S_z}{S}$	podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin	1
T	termodynamická teplota	K
V <sub>SP</sub>	objemový tok spalin	m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>
V <sub>SPs</sub>	skutečný objemový tok spalin	m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>
a <sub>g</sub>	práce vykonaná plynovým oběhem	J.kg <sup>-1</sup>
a <sub>p</sub>	práce vykonaná parním oběhem	J.kg <sup>-1</sup>
c <sub>s</sub>	oprava na uspořádání svazku	1
c <sub>z</sub>	opravný součinitel na počet příčných řad	1
c <sub>zm</sub>	oprava na počet podélných řad	1
d	světlost trubky	m (mm)
h	výška žebra	m (mm)
i	měrná entalpie	kJ.kg <sup>-1</sup>



$i_M$	měrná entalpie média	$\text{kJ.kg}^{-1}$
$i_{SP}$	měrná entalpie spalin	$\text{kJ.m}^{-3}$
$k$	součinitel prostupu tepla	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
$k_p$	předběžný součinitel prostupu tepla	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
$l$	délka žebrované trubky	$\text{m}$
$m$	zastoupení plynu ve spalinách	$1$
$\dot{m}$	hmotnostní tok	$\text{kg.s}^{-1}$
$\dot{m}_M$	hmotnostní tok média	$\text{kg.s}^{-1}$
$m_{SP}$	množství spalin	$\text{kg.s}^{-1}$
$n_s$	počet trubek v šířce tahu	$1$
$n_v$	počet řad	$1$
$p$	tlak	$\text{Pa (MPa)}$
$p_M$	tlak média	$\text{Pa (MPa)}$
$p_z$	počet žeber na jeden metr	$\text{m}^{-1}$
$q$	měrné teplo	$\text{J.kg}^{-1}$
$\dot{q}$	měrný tepelný tok	$\text{W.m}^{-2}$
$q_d$	odvedené měrné teplo	$\text{J.kg}^{-1}$
$q_p$	předané měrné teplo v kotli	$\text{J.kg}^{-1}$
$q_{pal}$	měrné teplo z paliva	$\text{J.kg}^{-1}$
$\dot{q}_{pr}$	předběžná hodnota měrného tepelného toku	$\text{W.m}^{-2}$
$s$	měrná entropie	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$s_1$	rozteč trubek v šířce tahu	$\text{m}$
$s_2$	rozteč řad	$\text{m}$
$t$	Celsiova teplota	$^{\circ}\text{C}$
$t'$	teplota syté kapaliny	$^{\circ}\text{C}$
$t''$	teplota syté páry	$^{\circ}\text{C}$
$t_M$	teplota média	$^{\circ}\text{C}$
$t_{Mstř}$	střední teplota média	$^{\circ}\text{C}$
$t_{SP}$	teplota spalin	$^{\circ}\text{C}$
$t_{SPstř}$	střední teplota spalin	$^{\circ}\text{C}$
$t_s$	tloušťka stěny trubky	$\text{m (mm)}$
$t_z$	tloušťka žebra	$\text{m (mm)}$
$v_M$	střední měrný objem média	$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$
$w_{Mstř}$	rychlost proudu média	$\text{m.s}^{-1}$
$w_{SP}$	výpočtová rychlost spalin	$\text{m.s}^{-1}$

$z_k$	komínová ztráta	1
$\Delta p$	tlaková ztráta	Pa (MPa)
$\Delta t_1$	vyšší teplotní rozdíl spaliny - médium	°C
$\Delta t_2$	nižší teplotní rozdíl spaliny - médium	°C
$\Delta t_{ln}$	střední logaritmický teplotní spád	°C
$\alpha_{1r}$	redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_2$	součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_{2v}$	součinitel přestupu tepla při varu kapaliny	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_{2vp}$	předběžný součinitel přestupu tepla při varu kapaliny	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_K$	součinitel přestupu tepla na straně spalin	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\beta$	parametr určující součinitele efektivnosti žebra	1
$\varepsilon$	součinitel znečištění	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
$\Phi_\sigma$	parametr určující uspořádání trubek ve svazku	1
$\eta_k$	účinnost kotle na odpadní teplo	1
$\eta_{t,g}$	tepelná účinnost plynového oběhu	1
$\eta_{t,p}$	tepelná účinnost parního oběhu	1
$\eta_{t,pp}$	tepelná účinnost paroplynového oběhu	1
$\lambda_M$	součinitel tepelné vodivosti média	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\lambda_{SP}$	součinitel tepelné vodivosti spalin	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\lambda_z$	součinitel tepelné vodivosti žeber	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\mu$	součinitel rozšíření žebra	1
$\mu_M$	součinitel dynamické viskozity média	$N \cdot s \cdot m^{-2}$
$\nu_M$	Součinitel kinematické viskozity média	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\nu_{SP}$	součinitel kinematické viskozity spalin	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\pi$	Ludolfovo číslo	1
$\rho$	měrná hmotnost plynu	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho_{SP}$	měrná hmotnost spalin	$kg \cdot m^{-3}$
$\sigma_1$	poměrná příčná rozteč	1
$\sigma_2$	poměrná podélná rozteč	1
$\sigma_2'$	poměrná úhlopříčná rozteč	1
$\Psi_z$	koefficient nerovnoměrného rozdělení přestupu tepla	1

Index	popis	
EI	první část ekonomizéru	
EII	druhá část ekonomizéru	
i	vstup	
k	komín	
NT	nízkotlaký okruh	
OSV	ohřívák síťové vody	
o	výstup	
PI	první část přehříváku	
PII	druhá část přehříváku	
V	výparník	
VT	vysokotlaký okruh	
vs	vstřík	

## 1. ÚVOD

Kotle na odpadní teplo za spalovací turbínou řadíme mezi primární energetické stroje, které se používají k přeměně entalpie spalin na mechanickou, nebo tepelnou energii. Z hlediska terminologie se nejedná o typické zařízení spadající do kategorie parních kotlů, ale spíše o soustavu tepelných výměníků sloužící k výrobě páry. V anglicky mluvících zemích se můžeme setkat s označením HRSG (Heat Recovery Steam Generator). Tohle spojení se dá ve volném překladu vyjádřit jako „rekuperece tepla v parním generátoru“. Důvodem je i skutečnost, že samotné spalování neprobíhá přímo v kotli, ale ve spalovací turbíně. Do kotle vstupuje nevyužitá tepelná energie spalin – odpadní teplo ze spalovací turbíny. Výjimku v určitých případech tvoří kotle s přitápěním, kdy pomocí přídavného spalování dochází k přehřívání spalin v kotli.

Spojením spalovací turbíny, kotle a parní turbíny dostáváme základ energetických centrál pracujících na paroplynovém principu. Tyto centrály se používají jako teplárny, nebo elektrárny, které jsou v současné době nejúčinnějším možným zařízením k transformaci energie vázané v palivu na elektrickou energii. Kromě vysoké účinnosti elektráren dosahující 60 % se centrály často uplatňují ke krytí špiček spotřeby energie a se srovnáním s klasickými uhelnými bloky se vyznačují ekologickým provozem, menšími investičními náklady, kratší dobou výstavby, snazší údržbou a provozem zařízení. S použitím ekologicky šetrným palivem, které je nejčastěji zemní plyn, vyplývá hlavní nevýhoda. Tou je drahá cena získané energie.

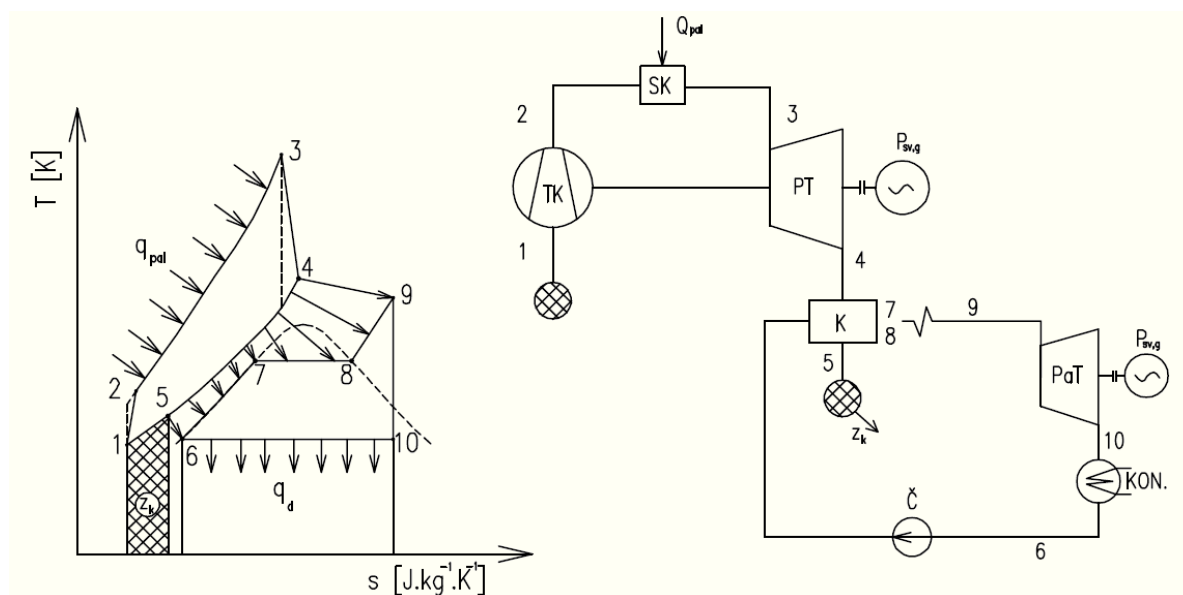
V současnosti se projektují paroplynové energetické centrály, které dosahují výkonu na jeden blok přes 400 MW<sub>e</sub> odvedených na svorky generátoru. Přibližně 70 % výkonu produkuje spalovací turbína. Zbýlých 30 % parní turbína, na kterou se přivádí přehřátá (přihřátá) pára z parního kotle.

V diplomové práci se zabývám návrhem parního kotle za spalovací turbínou podle zadání společnosti Babcock Borsig Steinmüller s.r.o. sídlící v Brně. Výsledkem práce bude tepelný výpočet a projekční výkres sestavení jednotlakého vertikálního kotle.

## 2. Paroplynový cyklus

Paroplynový cyklus je v současné době nejúčinnější způsob transformace energie vázané v palivu. Sériovým zařazením parního (Rankin - Clausiova) oběhu za oběh plynový

(Brayton) dochází k využití odpadního tepla spalin na konci expanze spalovací turbíny v tepelném výměníku.



Obr. 1 Pracovní oběh paroplynového cyklu v T - s diagramu a schéma zapojení podle [2]

Plynový oběh je realizován ve spalovací turbíně. Běžně používaný venkovní vzduch se nasává a adiabaticky stlačuje turbokompresorem TK (1÷2). Komprimovaný vzduch vstupuje do spalovací komory SK, kde dojde k smíšení s palivem - nejčastěji zemním plynem. Výsledná směs se izobaricky spaluje (2÷3). Vzniklé spaliny o vysoké teplotě adiabaticky expandují v plynové turbíně PT (3÷4). Práce vykonaná spaliny se odvádí formou otáčejícího se hřídele nejčastěji na pohon turbokompresoru a generátoru. Po expanzi mají spaliny stále vysokou teplotu a nabízí se možnost jejich využití izobarickým odvedením z oběhu (4÷5) do tepelného výměníku, tzv. kotle na odpadní teplo.

Kotel je řazen hned za spalovací turbínou a tvoří základní část parního oběhu, při kterém spaliny předávají svou entalpii médiu (voda - pára). Nevyužité teplo spalin je odvedeno z parního cyklu do okolí - komínová ztráta  $Z_k$  (5 ÷ 1).

Voda je pomocí napájecího čerpadla Č čerpána do parního kotle K, kde se nejdříve isobaricky ohřívá (6÷7) v ekonomizéru. Ve výparníkovém okruhu kotle dochází k vypařování (7÷8) ohřáté vody na teplotě sytosti při izobaricko - izotermickém ději. Sytá kapalina se přeměňuje na sytou páru, která po přehřátí (8÷9) v přehříváku vstupuje do parní turbíny PaT. Přehřátá pára expanduje (9÷10) na lopatkách parní turbíny a předává svou entalpii formou práce. Po expanzi médium proudí do kondenzátoru KON a při izobaricko - izotermickém ději se mokrá pára přeměňuje zpátky na vodu. Tím dochází k uzavření parního cyklu.

## 2.1 Účinnost paroplynového cyklu

Na celkovou účinnost paroplynového cyklu se podílí práce plynového oběhu, práce parního oběhu a teplo dodané v palivu.

Práce vykonaná plynovým oběhem

$$a_g = q_{\text{pal}} \cdot \eta_{t,g} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (1)$$

Vztah (1) dle [3], str. 4

Práce vykonaná parním oběhem

$$a_p = q_p \cdot \eta_{t,p} = q_{\text{pal}} \cdot (1 - \eta_{t,g}) \cdot \eta_K \cdot \eta_{t,p} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2)$$

Vztah (2) dle [3], str. 4

Tepelná účinnost paroplynového oběhu

$$\eta_{t,pp} = \frac{a_g + a_p}{q_{\text{pal}}} = \eta_{t,g} + (1 - \eta_{t,g}) \cdot \eta_K \cdot \eta_{t,p} \quad [1] \quad (3)$$

Vztah (3) dle [3], str. 4

## 3. Rozdělení kotlů za spalovací turbínou

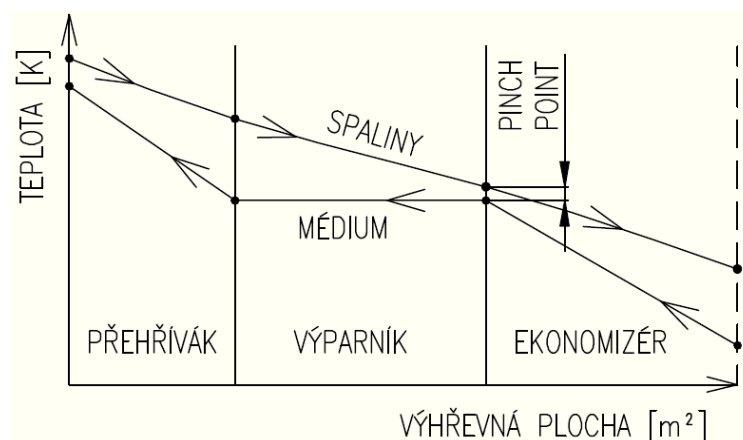
Každý kotel má své specifické použití, a proto se jeho návrh přizpůsobuje požadavkům zákazníka a podmínkám provozu plynové i parní turbíny. Samotné provedení kotle je ve výsledku kombinací níže jmenovaných rozdělení.

Rozdělení podle počtu výparníkových okruhů:

- jednotlaký
- dvoutlaký (vysokotlaký + nízkotlaký okruh)
- třítlaký (vysokotlaký + středotlaký + nízkotlaký okruh)

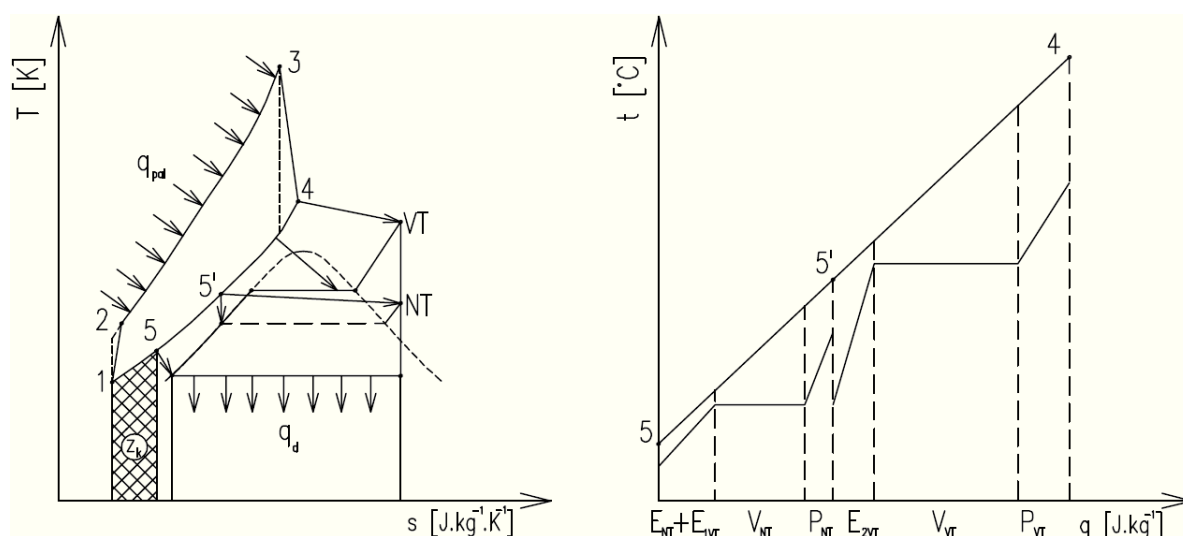
Jednotlaký výparníkový okruh se používá v paroplynových centrálách pro nižší výkony. Jeho hlavní nevýhodou je velký teplotní spád způsobený nevratným sdílením tepla ve výparníku. Při vypařování, které probíhá za konstantní teploty a tlaku, dochází k poklesu teploty spalín (teplotnímu spádu). Určujícím místem je tzv. pinch point (místo nejmenšího teplotního spádu), podle kterého se dá určit dosažitelné vychlazení spalín. U jednotlakého

provedení se spaliny nedokáží vychladit na dostatečně nízkou teplotu, což má za následek ztrátu citelným teplem spalin. Tato ztráta vede k poklesu účinnosti. Řešením je použití dodatečné výhřevné plochy - ohřívák síťové vody, nebo použití vícetlakého provedení.



Obr. 2 Průběh teplot v kotli za spalovací turbínou

U vícetlakého provedení dochází nejdříve k přenosu tepla ze spalin do vysokotlakého okruhu. Jakmile klesne teplota spalin pod hodnotu teploty média ve výparníku, zařadí se okruh s nižším tlakem páry a s nižší teplotou pinch pointu. Díky tomu je možné využít větší část tepla ze spalin, a tím je lépe vychladit. Na obr. 3. je v  $T - s$  diagramu znázorněn pracovní oběh dvoutlakého kotle. V  $t - q$  diagramu je zobrazeno zapojení dvoutlakého okruhu v závislosti sdílení tepla v kotli. Princip cyklu vychází z kapitoly 2 s tím rozdílem, že v bodech (4÷5') předávají spaliny svou entalpii vysokotlakému přehříváku  $P_{VT}$ , výparníku  $V_{VT}$  a druhé části ekonomizéru  $E_{2VT}$ . V bodech (5'÷5) dochází k zařazení nízkotlakého okruhu skládajícího se z nízkotlakého přehříváku  $P_{NT}$  a výparníku  $V_{NT}$ . Poslední výhřevnou plochu tvoří první část vysokotlakého ekonomizéru  $E_{1VT}$  a nízkotlaký ekonomizér  $E_{NT}$ .



Obr. 3  $T - s$  diagram a  $t - q$  diagram dvoutlakého kotle podle [2]



Navýšení počtu tlaků se zároveň odráží na investičních nákladech. V praxi se proto nejvíce uplatňují dvou nebo třítlaká provedení, v kterých navýšení účinnosti pokryje vstupní finanční náklady.

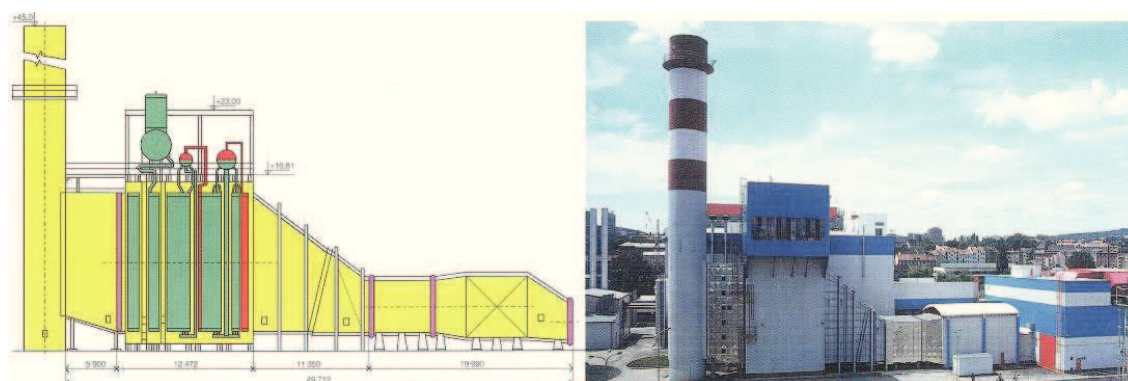
Rozdělení podle způsobu vytápění kotle:

- bez přitápění
- s přitápěním

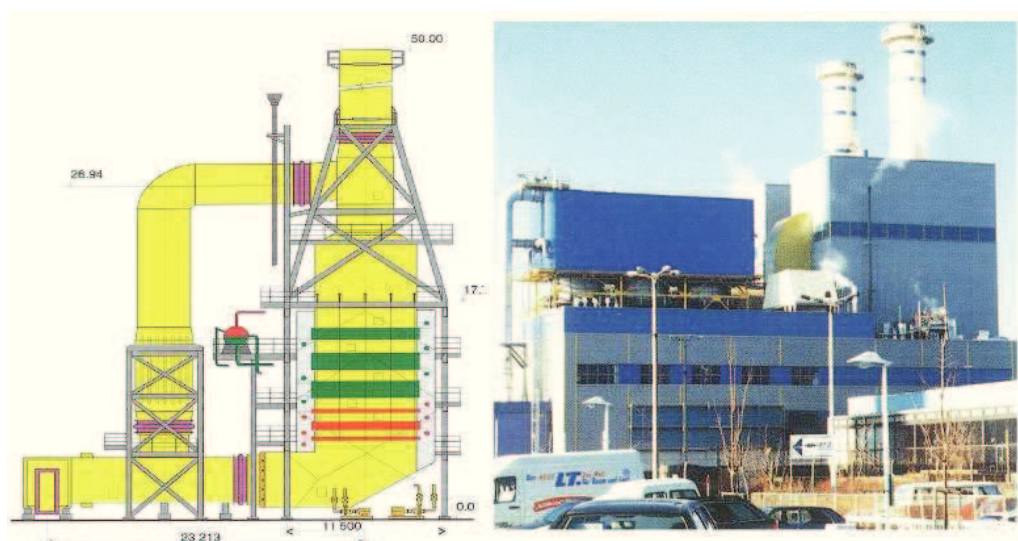
Pro zvýšení výkonu parního okruhu je možné přivádět teplo spalinám, které vystupují ze spalovací turbíny, pomocí přídavného spalování. Do kotle se umístí systém hořáku před první výhřevnou plochou (přehřívák). Pro přitápění se nejčastěji využívá zemní plyn, případně hořlavé látky z průmyslové výroby. Zvýšením parního výkonu pomocí přitápění ale dosáhneme celkového snížení účinnosti paroplynového cyklu.

Rozdělení podle směru proudění spalin:

- vertikální
- horizontální



Obr. 4 Provedení třítlakého, horizontálního HRSG kotle Červený Mlýn v Brně - zdroj [6]



Obr. 5 Provedení jednotlakého, vertikálního HRSG kotle Gera v Německu - zdroj [6]

Po funkční stránce se horizontální provedení kotle neliší od vertikálního. Vertikální kotle nepotřebují tak velkou zastavěnou plochu, ale z důvodu složitější ocelové konstrukce vychází tyto kotle finančně nákladněji.

Zpravidla pro nejvyšší výkony převyšující výkon 400 MW<sub>e</sub> jednoho bloku se preferují třítlačá, horizontální provedení.

#### **4. Popis a schéma řazení kotle**

Parní kotel na odpadní teplo podle zadání diplomové práce lze rozdělit do následujících částí:

##### **Tlakové části:**

- parní buben
- tepelné výměníky (výhřevné plochy) podle proudu spalin
  - přehřívák II
  - přehřívák I
  - výparník
  - ekonomizér II
  - ekonomizér I
  - ohřívák síťové vody

##### **Netlakové části:**

- vstupní spalinovod
- spalinovod tepelných výměníků
- výstupní spalinovod
- komín
- ocelová konstrukce kotle s plošinami

Spaliny ze spalovací turbíny o teplotě 548 °C proudí spalinovodem do prostoru tepelných výměníků, kde dochází k výměně entalpie mezi spalinami a médiem.

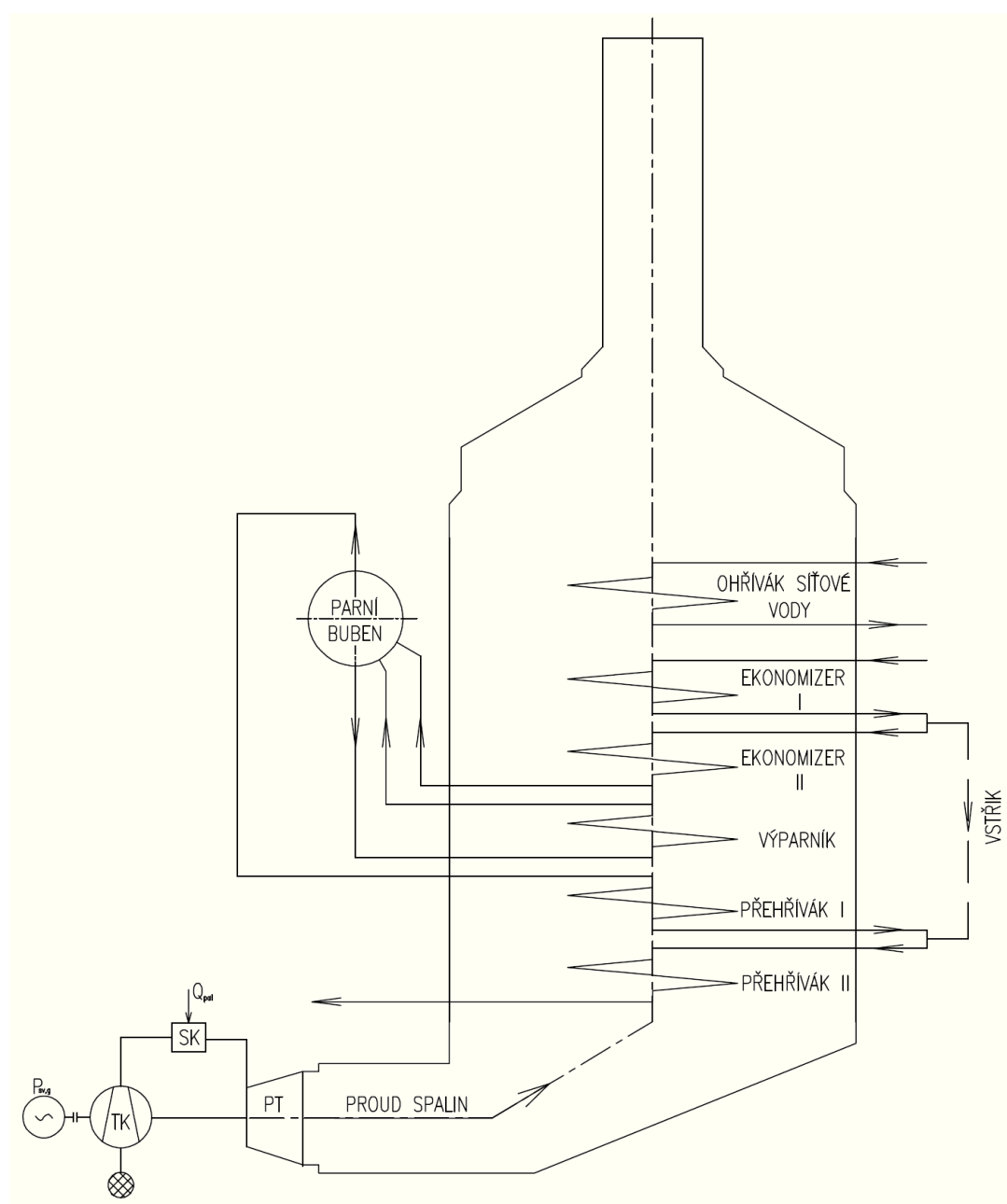
Voda po odplynění v napájecí nádrži vstupuje za pomoci čerpadel do ekonomizéru a ohřívá se na teplotu nižší, než je teplota syté kapaliny při daném tlaku. Po ohřevu v ekonomizéru voda proudí do parního bubnu a následně se dohřívá na teplotu syté kapaliny. Sytá kapalina vstupuje do výparníku a s přívodem tepla se mění na mokrou páru. Mokrý pára tvořená směsí syté kapaliny a syté páry se vrací zpátky do parního bubnu, kde dojde k

odloučení syté páry. Sytá pára dále proudí do přehříváku a mění se s přívodem tepla na výsledný produkt, a to páru přehřátou.

Regulace teploty přehřáté páry se zajistí pomocí vstřikovací armatury mezi přehřívákem I a II. Vstřikovacím médiem bude voda odebíraná mezi ekonomizérem I a II.

Samostatnou jednotkou v uspořádání je ohřívák síťové vody, který bude sloužit pro průmyslové účely.

Nevyužitá entalpie spalin za poslední výhřevnou plochou - ohřívák síťové vody odchází do komína jako ztráta citelným teplem spalin.

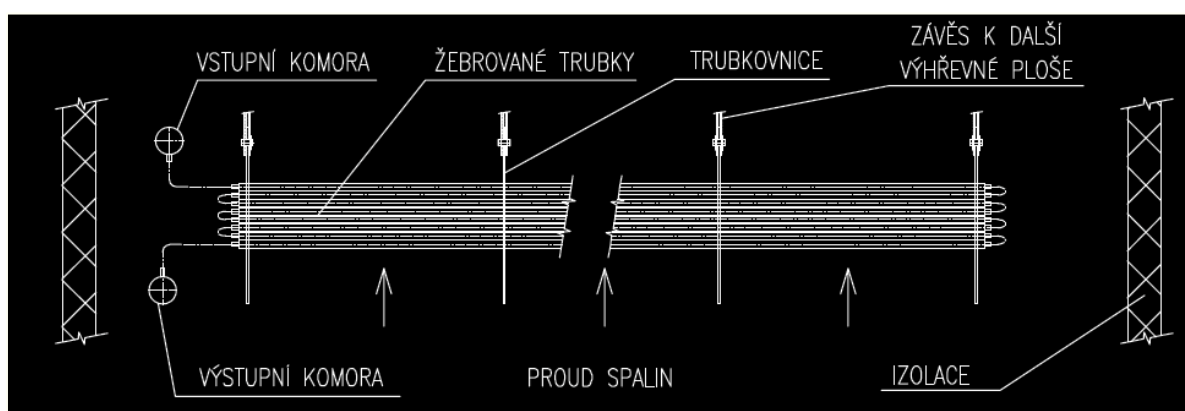


Obr. 6 Schéma uspořádání parního kotle za spalovací turbínou

Každou výhřevnou plochu tvoří svazek žebrovaných trubek. Médium se přivádí do prostoru tepelných výměníků potrubím (komorou) přes boční stěnu kotle. V komoře se proud média rozdělí do jednotlivých trubek tvořící řadu. Po akumulaci tepla ze spalin se médium odvádí výstupní komorou z prostoru spalínovodu kotle.

Žebrované trubky o stejné délce budou fixovány v pravidelné rozteči trubkovnicemi. Trubkovnice se mezi výhřevnými plochami uchytí pomocí závěsů. Závěsy se nad poslední výhřevnou plochou sešroubují s termonosníky procházející výstupním spalínovodem.

Stěnu vstupního spalínovodu společně se spalínovodem výměníků tvoří z vnější strany vyztužený plech z běžné konstrukční oceli. Vnitřní (spalinová) strana se zhotoví z tenkého nerezového plechu. Výplň stěny se provede pomocí izolace z minerálních vláken.



Obr. 7 Popis výhřevné plochy kotle

## 5. Tepelný výpočet kotle

Tepelný výpočet kotle vychází z přenosu tepla konvekcí mezi spalinami a výhřevnou plochou tvořenou žebrovanými trubkami. Žebrování je použito z důvodu výrazných rozdílných velikostí součinitelů přestupu tepla na straně média a na straně spalin. Zvětšením teplosměnného povrchu na vnější straně dojde k zvýšení předaného tepla. Před samotným výpočtem jednotlivých výhřevných ploch je nutné nejdříve určit tepelné výkony výměníků a z tepelné bilance dopočítat množství převzatého tepla ze spalin.

### 5.1 Výpočet parametrů na straně média

Parametry na straně média zobrazené v tab. 1 jsou dány teplotou, tlakem, hmotnostním tokem a entalpií, která je dopočítána z parních tabulek jako funkce teploty a tlaku. K

jejich určení došlo na základě konzultace problematiky tepelného výpočtu ve společnosti BBS a použité literatury podle následujících kritérií:

a) hmotnostní tok ekonomizéru I a přehříváku II je dán parním výkonem  $15,56 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Hmotnostní tok ekonomizéru II, výparníku a přehříváku I snižuji o  $0,62 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Tato hodnota odpovídá čtyř procentnímu množství pro regulaci teploty vstřikem. Pro ohřev síťové vody vychází podle zadání hmotnostní tok  $47,22 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .

b) tlaková ztráta u přehříváků páry se uvažuje podle [1] v rozmezí 8-12% od jmenovitého tlaku páry. Pro přehřívák I a II volím celkovou tlakovou ztrátu  $\Delta p = 0,7 \text{ MPa}$ .

c) tlakovou ztrátu ve výparníkovém okruhu zanedbávám. Pro ekonomizér se uvažuje ztráta podle [1] v rozmezí 3-5%. Pro ekonomizér I a II volím celkovou tlakovou ztrátu  $\Delta p = 0,3 \text{ MPa}$ . Pro ohřívák síťové vody  $\Delta p = 0,08 \text{ MPa}$ .

d) z tlaku ve výparníkovém okruhu  $p = 9,03 \text{ MPa}$  dostávám pomocí parních tabulek teplotu vypařování  $t' = t'' = 303,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

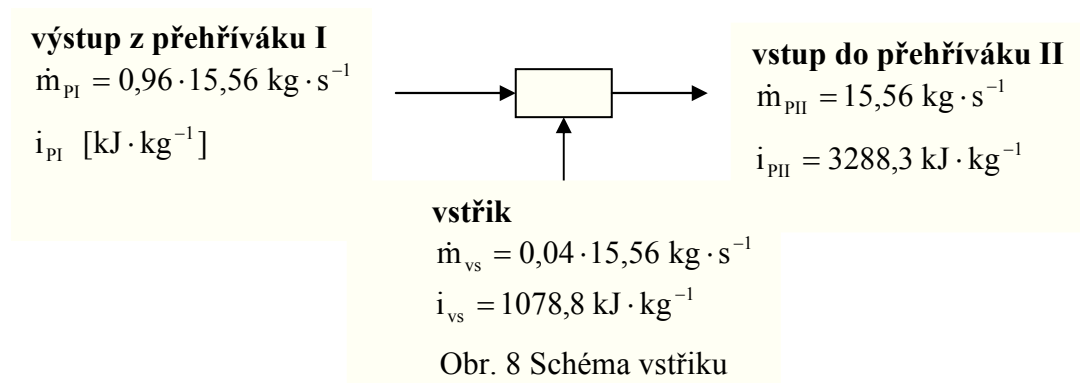
e) teplotu na výstupu ekonomizéru II volím menší o  $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$  než teplotu ve výparníku  $t = 303,6 - 10 = 293,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Jedná se o tzv. approach point.

f) voda v ekonomizéru I a II se musí ohřát z  $66,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  na  $293,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Uvažuji 80% ohřev v ekonomizéru I. V ekonomizéru II zbylých 20% z celkového ohřevu.

g) na vstupu přehříváku páry II volím entalpii menší o  $130 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$  než na výstupu přehříváku II. Z vypočítané entalpie a tlaku získávám z parních tabulek teplotu  $t = 460,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

h) ze známých hmotnostních toků a entalpií vstřikované vody a přehřáté páry na vstupu do přehříváku 2 lze z tepelné bilance spočítat entalpii na výstupu z přehříváku I. Z této entalpie určím pomocí parních tabulek teplotu na výstupu z přehříváku I.

$$\dot{m}_{PI} \cdot i_{PI} + \dot{m}_{vs} \cdot i_{vs} = \dot{m}_{PII} \cdot i_{PII}$$



Tab. 1 Parametry na straně média

Výměník		Označení indexu	Teplota $t$ [°C]	Tlak $p$ [MPa]	Entalpie $i$ [kJ.kg <sup>-1</sup> ]	Hmot. tok $\dot{m}$ [kg.s <sup>-1</sup> ]	
Přehřívák II	Výstup	PIIo	510,0	8,33	3418,3	15,56	,
	Vstup	PIIi	460,2	8,68	3288,3		
Přehřívák I	Výstup	PIo	496,7	8,68	3380,4	14,94	vstřík 0,62
	Vstup	PIi	303,6	9,03	2739,7		
Výparník	Výstup	Vo	303,6	9,03	2739,7	14,94	
	Vstup	Vi	303,6	9,03	1366,1		
Ekonomizér II	Výstup	EIIo	293,6	9,03	1310,7	14,94	
	Vstup	EIIi	248,2	9,18	1078,8		
Ekonomizér I	Výstup	EIo	248,2	9,18	1078,8	15,56	
	Vstup	EIi	66,5	9,33	286,1		
Ohřívák sít. vody	Výstup	OSVo	154,4	1,61	652,6	47,22	,
	Vstup	OSVi	85,0	1,69	357,5		

Tepelná bilance výměníků

$$Q_{PII} = \dot{m}_{PII} \cdot (i_{PIIo} - i_{PIIi}) = 15,56 \cdot (3418,3 - 3288,3) = 2022,8 \text{ kW} \quad (4)$$

$$Q_{PI} = \dot{m}_{PI} \cdot (i_{PIo} - i_{PIi}) = 14,94 \cdot (3380,4 - 2739,7) = 9572,1 \text{ kW} \quad (5)$$

$$Q_V = \dot{m}_V \cdot (i_{Vo} - i_{EIIo}) = 14,94 \cdot (2739,7 - 1310,7) = 21349,3 \text{ kW} \quad (6)$$

$$Q_{EII} = \dot{m}_{EII} \cdot (i_{EIIo} - i_{EIIi}) = 14,94 \cdot (1310,7 - 1078,8) = 3464,6 \text{ kW} \quad (7)$$

$$Q_{EI} = \dot{m}_{EI} \cdot (i_{EIo} - i_{EIi}) = 15,56 \cdot (1078,8 - 286,1) = 12334,4 \text{ kW} \quad (8)$$

$$Q_{OSV} = \dot{m}_{OSV} \cdot (i_{OSVo} - i_{OSVi}) = 47,22 \cdot (652,6 - 357,5) = 13934,6 \text{ kW} \quad (9)$$

Médium vystupující do ekonomizéru II se musí v parním bubnu nejdříve ohřát na teplotu sytosti, než vstoupí do výparníku. Tento ohřev je realizován mokrou párou v bubnu. Pro určení celkového tepelného výkonu výparnickového okruhu musím zahrnout již zmíněný ohřev, a proto ve výpočtu (6) uvažuji entalpii na výstupu z ekonomizéru II.

## 5.2 Výpočet parametrů na straně spalín

Pro určení parametrů spalín (entalpie, teplota) vycházím z výpočtu entalpie na vstupu do kotle. Zbylé entalpie spalín výhřevných ploch dopočítám z tepelné bilance, kdy ze spalín odejmu teplo převzaté danou výhřevnou plochou. Při výpočtu v rovnicích 13 ÷ 18 uvažuji ztrátu sáláním 1%.

Složení spalín podle zadání diplomové práce:

$$\text{CO}_2 = 3,41 \% \quad \text{H}_2\text{O} = 7,70 \% \quad \text{N}_2 = 74,71 \% \quad \text{O}_2 = 13,30 \% \quad \text{Ar} = 0,88 \%$$

Tab. 2 Měrná hmotnost plynu při teplotě 0 °C a tlaku 10<sup>5</sup> Pa - zdroj [5]

Složka	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	Ar
$\rho \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	1,951	0,804	1,234	1,409	1,759

Měrná hmotnost spalín

$$\rho_{\text{SP}} = m_{\text{CO}_2} \cdot \rho_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{N}_2} \cdot \rho_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} \cdot \rho_{\text{O}_2} + m_{\text{Ar}} \cdot \rho_{\text{Ar}}$$

$$\rho_{\text{SP}} = 0,0341 \cdot 1,951 + 0,077 \cdot 0,804 + 0,7471 \cdot 1,234 + 0,133 \cdot 1,409 + 0,0088 \cdot 1,759$$

$$\rho_{\text{SP}} = 1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (10)$$

Objemový tok spalín

$$V_{\text{SP}} = \frac{m_{\text{SP}}}{\rho_{\text{SP}}} = \frac{128,5}{1,25} = 102,8 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (11)$$

Entalpie na vstupu kotle se spočítá na základě procentuálního zastoupení složek plynu ve spalínách z tab. 2 pomocí interpolace teploty na vstupu 548 °C.

Tab. 3 Entalpie plynů při daných teplotách - zdroj [1]

$t$ °C	CO <sub>2</sub> [kJ.m <sup>-3</sup> ]	H <sub>2</sub> O [kJ.m <sup>-3</sup> ]	N <sub>2</sub> [kJ.m <sup>-3</sup> ]	O <sub>2</sub> [kJ.m <sup>-3</sup> ]	Ar [kJ.m <sup>-3</sup> ]
100	170	150	130	132	93
200	357	304	260	267	186
300	559	463	392	407	278
400	772	626	527	551	372
500	994	795	666	699	465
600	1225	969	804	850	557
700	1462	1149	948	1004	650



Entalpie spalin na vstupu kotle

$$\begin{aligned}i_{\text{SP-PH}} &= m_{\text{CO}_2} \cdot i_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{N}_2} \cdot i_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} \cdot i_{\text{O}_2} + m_{\text{Ar}} \cdot i_{\text{Ar}} \\i_{\text{SP-PH}} &= 0,0341 \cdot 1104,88 + 0,077 \cdot 878,52 + 0,7471 \cdot 732,24 + 0,133 \cdot 771,48 + 0,0088 \cdot 509,16 \\i_{\text{SP-PH}} &= 759,5 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}\end{aligned}\quad (12)$$

Entalpie spalin mezi přehřívákem II a přehřívákem I

$$\begin{aligned}V_{\text{SP}} \cdot (i_{\text{SP-PH}} - i_{\text{SP-PI}}) &= 1,01 \cdot Q_{\text{PH}} \\i_{\text{SP-PI}} &= i_{\text{SP-PH}} - \frac{1,01 \cdot Q_{\text{PH}}}{V_{\text{SP}}} = 759,5 - \frac{1,01 \cdot 2022,8}{102,8} = 739,6 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}\end{aligned}\quad (13)$$

z tab. č. 2 je interpolací dopočítána teplota spalin  $t_{\text{SP-PI}} = 534,3 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie spalin mezi přehřívákem I a výparníkem

$$\begin{aligned}V_{\text{SP}} \cdot (i_{\text{SP-PI}} - i_{\text{SP-V}}) &= 1,01 \cdot Q_{\text{PI}} \\i_{\text{SP-V}} &= i_{\text{SP-PI}} - \frac{1,01 \cdot Q_{\text{PI}}}{V_{\text{SP}}} = 739,6 - \frac{1,01 \cdot 9572,1}{102,8} = 645,6 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}\end{aligned}\quad (14)$$

z tab. č. 2 je interpolací dopočítána teplota spalin  $t_{\text{SP-V}} = 469,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie spalin mezi výparníkem a ekonomizérem II

$$\begin{aligned}V_{\text{SP}} \cdot (i_{\text{SP-V}} - i_{\text{SP-EII}}) &= 1,01 \cdot Q_{\text{V}} \\i_{\text{SP-EII}} &= i_{\text{SP-V}} - \frac{1,01 \cdot Q_{\text{V}}}{V_{\text{SP}}} = 645,6 - \frac{1,01 \cdot 21349,3}{102,8} = 435,8 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}\end{aligned}\quad (15)$$

z tab. č. 2 je interpolací dopočítána teplota spalin  $t_{\text{SP-EII}} = 322,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie spalin mezi ekonomizérem II ekonomizérem I

$$\begin{aligned}V_{\text{SP}} \cdot (i_{\text{SP-EII}} - i_{\text{SP-EI}}) &= 1,01 \cdot Q_{\text{EII}} \\i_{\text{SP-EI}} &= i_{\text{SP-EII}} - \frac{1,01 \cdot Q_{\text{EII}}}{V_{\text{SP}}} = 435,8 - \frac{1,01 \cdot 3464,6}{102,8} = 401,8 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}\end{aligned}\quad (16)$$

z tab. č. 2 je interpolací dopočítána teplota spalin  $t_{\text{SP-EI}} = 298,3 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie spalin mezi ekonomizérem I a ohřívákem síťové vody

$$V_{SP} \cdot (i_{SP-EI} - i_{SP-OSV}) = 1,01 \cdot Q_{EI}$$

$$i_{SP-OSV} = i_{SP-EI} - \frac{1,01 \cdot Q_{EI}}{V_{SP}} = 401,8 - \frac{1,01 \cdot 12334,4}{102,8} = 280,6 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (17)$$

z tab. č. 2 je interpolací dopočítána teplota spalin  $t_{SP-OSV} = 209,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Entalpie spalin za ohřívákem síťové vody

$$V_{SP} \cdot (i_{SP-OSV} - i_{SP-K}) = 1,01 \cdot Q_{OSV}$$

$$i_{SP-K} = i_{SP-OSV} - \frac{1,01 \cdot Q_{OSV}}{V_{SP}} = 280,6 - \frac{1,01 \cdot 13934,6}{102,8} = 143,7 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (18)$$

z tab. č. 2 je interpolací dopočítána teplota spalin  $t_{SP-K} = 108,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$

### 5.3 Tepelný výpočet výhřevných ploch

Tepelný výpočet spočívá ve vhodném zvolení počtu trubek v řadě, počtu řad a následné korekci žebor na jednom metru trubky tak, aby se tepelný tok navrženého výměníku co nejvíce přiblížil tepelné bilanci výměníku z kapitoly 5.1.

S ohledem na požadované parametry kotle na odpadní teplo byla zvolena výpočtová délka žebrované trubky  $l = 10,2 \text{ m}$ . K této délce připočítávám  $2,5 \text{ m}$  a dostávám vzdálenost ohraničující vnitřní délku spalinovodu výměníku  $A = 12,7 \text{ m}$ . Šířku spalinovodu volím v závislosti roztečí a počtu trubek v řadě  $B = 3,95 \text{ m}$ . Při výpočtu uvažuji přenos tepla mezi spaliny a médiem v žebrovaných trubkách v prostoru ohraničeným rozměry  $l \times B$ .

### 5.3.1 Tepelný výpočet přehříváku II

Tab. 4 Parametry na straně média z kapitoly 5.1 – přehřívák II

<i>Přehřívák II</i>	<i>Teplota</i> $t_M [^{\circ}\text{C}]$	<i>Tlak</i> $p_M [\text{MPa}]$	<i>Entalpie</i> $i_M [\text{kJ.kg}^{-1}]$	<i>Hmot. tok</i> $\dot{m}_M [\text{kg.s}^{-1}]$
<i>Výstup</i>	510	8,33	3418,3	15,56
<i>Vstup</i>	460,2	8,68	3288,3	

Tab. 5 Parametry na straně spalín z kapitoly 5.2 – přehřívák II

<i>Přehřívák II</i>	<i>Teplota spalín</i> $t_{SP} [^{\circ}\text{C}]$	<i>Entalpie spalín</i> $i_{SP} [\text{kJ.m}^{-3}]$	<i>Objemový tok</i> <i>spalín</i> $V_{SP} [\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$
<i>Vstup (před plochou po směru spalín)</i>	548	759,5	102,8
<i>Výstup (za plochou po směru spalín)</i>	534,3	739,6	

Tab. 6 Navržené zatrubkování – přehřívák II

Průměr trubky $D=38$ mm	Tloušťka stěny trubky $t_s=3,2$ mm
Počet trubek v šířce tahu $n_s=48$	Počet řad $n_v=3$
Rozteč trubek v šířce tahu $s_1=80$ mm	Rozteč řad $s_2=69$ mm
Výška žebra $h=13$ mm	Tloušťka žebra $t_z=0,8$ mm
Počet žebířků na jeden metr $p_z=140$ m <sup>-1</sup>	Průměr žebrované trubky $D_z=64$ mm
Světlost trubky $d=31,6$ mm	Vnitřní průřez trubky $S_{tr}=783,9$ mm <sup>2</sup>
Délka žebrované trubky $l=10,2$ m	Šířka spalínovodu $B=3,95$ m
Materiál trubek: 10CrMo9-10	Materiál žebířků: X2CrTi12

Střední teplota média

$$t_{Mstř} = \frac{t_{Mi} + t_{Mo}}{2} = \frac{460,2 + 510}{2} = 485,1 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (19)$$

Střední teplota spalín

$$t_{SPstř} = \frac{t_{SPi} + t_{SPo}}{2} = \frac{548 + 534,3}{2} = 541,2 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (20)$$

Teplotní rozdíl výstupu spalín a vstupu média – protiproud

$$\Delta t_1 = t_{SPo} - t_{Mi} = 534,3 - 460,2 = 74,1 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (21)$$

Teplotní rozdíl vstupu spalin a výstupu média – protiproud

$$\Delta t_2 = t_{SPi} - t_{Mo} = 548 - 510 = 38 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (22)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{74,1 - 38}{\ln \frac{74,1}{38}} = 54,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (23)$$

Obsah plošného průřezu jednoho metru žebrované trubky kolmého na směr toku spalin

$$\begin{aligned} S_{lm} &= p_z \cdot t_z \cdot D_z + D \cdot (1 - t_z \cdot p_z) = 140 \cdot 0,0008 \cdot 0,064 + 0,038 \cdot (1 - 0,0008 \cdot 140) \\ S_{lm} &= 0,041 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \end{aligned} \quad (24)$$

Celkový obsah jedné řady trubek ve spalinovém tahu

$$S_c = S_{lm} \cdot n_s \cdot l = 0,041 \cdot 48 \cdot 10,2 = 20,03 \text{ m}^2 \quad (25)$$

Průřez pro průtok spalin ve spalinovém tahu

$$S_{sp} = B \cdot l - S_c = 3,95 \cdot 10,2 - 20,03 = 20,26 \text{ m}^2 \quad (26)$$

Skutečný objemový tok spalin

$$V_{SPs} = V_{SP} \cdot \frac{273 + t_{SPstf}}{273} = 102,8 \cdot \frac{273 + 541,2}{273} = 306,6 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (27)$$

Výpočtová rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{V_{SPs}}{S_{SP}} = \frac{306,6}{20,26} = 15,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (28)$$

### 5.3.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,038} = 2,11 \quad (29)$$

Vztah (29) dle [1], str. 98

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,069}{0,038} = 1,82 \quad (30)$$

Vztah (30) dle [1], str. 98

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,11^2 + 1,82^2} = 2,1 \quad (31)$$

Vztah (31) dle [1], str. 98

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,11 - 1}{2,1 - 1} = 1,01 \quad (32)$$

Vztah (32) dle [1], str. 117

Rozteč žebër

$$S_z = \frac{1}{p_z} = \frac{1}{140} = 0,0071 \text{ m} \quad (33)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin pro vystřídání uspořádání trubek s kruhovými žebry

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot S_z}{v_{sp}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 0,23 \cdot 0,9 \cdot 1,01^{0,2} \cdot \frac{67,12 \cdot 10^{-3}}{0,0071} \cdot \left(\frac{0,038}{0,0071}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,0071}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{15,13 \cdot 0,0071}{82,51 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 77,14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (34)$$

Vztah (34) dle [1], str. 117

dle [1], obr. 8 - 14, str. 116 opravný součinitel na počet příčných řad  $c_z = 0,9$

dle [1], tab. 3 - 3, str. 24 součinitel tepelné vodivosti spalin  $\lambda_{sp} = 67,12 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], tab. 3 - 4, str. 24 součinitel kinematické viskozity spalin  $v_{sp} = 82,51 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

### 5.3.1.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Podíl výhřevných ploch žebér a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0071}{0,038} - \frac{0,0008}{0,038}\right)} = 0,85 \quad (35)$$

Vztah (35) dle [1], str. 104

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,85 = 0,15 \quad (36)$$

Vztah (36) dle [1], str. 104

Součinitel efektivnosti žebra E se určí ze závislosti  $\beta \cdot h_z$  a  $\frac{D_z}{D}$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 77,14}{0,0008 \cdot 26,2 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 77,14)}} = 69,86 \quad (37)$$

Vztah (37) dle [1], str. 104

dle [1], str. 104 koeficient nerovnoměrného rozdělení redukovaného součinitele přestupu tepla na povrchu žebra  $\psi_z = 0,85$

dle [8], tab. D-1, str. 125 součinitel tepelné vodivosti žebér  $\lambda_z = 26,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], str. 127 součinitel znečištění  $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

$$\beta \cdot h = 69,86 \cdot 0,013 = 0,91 \text{ m} \quad (38)$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,064}{0,038} = 1,68 \quad (39)$$

dle [1] z nomogramu na obr. 8-12, str. 114 součinitel efektivnosti žebra  $E = 0,79$

Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{lr} = \left( \frac{S_z \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} = (0,85 \cdot 0,79 \cdot 1 + 0,15) \cdot \frac{0,85 \cdot 77,14}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 77,14}$$

$$\alpha_{lr} = 42,06 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (40)$$

Vztah (40) dle [1], str. 103

dle [1], obr. 8-12 str. 114 součinitel rozšíření žebra  $\mu = 1$

### 5.3.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

Rychlost proudu média

$$w_{Mstř} = \frac{\dot{m}_M \cdot v_M}{n_s \cdot S_{tr}} = \frac{15,56 \cdot 0,038}{48 \cdot 0,000784} = 15,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (41)$$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází střední měrný objem média

$$v_M = 0,038 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Součinitel kinematické viskozity média

$$\nu_M = \mu_M \cdot v_M = 287,45 \cdot 10^{-7} \cdot 0,038 = 1,093 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (42)$$

Vztah (42) dle [1], str. 22

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel dynamické viskozity  $\mu_M = 287,45 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média pro vystřídané uspořádání trubek

$$\alpha_2 = c_s \cdot c_{zm} \cdot \frac{\lambda_M}{d} \cdot \left( \frac{w_{Mstř} \cdot d}{\nu_M} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} = 0,34 \cdot 0,8 \cdot \frac{74,42 \cdot 10^{-3}}{0,0316} \cdot \left( \frac{15,73 \cdot 0,0316}{1,093 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,98^{0,33}$$

$$\alpha_2 = 1580,56 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (43)$$

Vztah (43) dle [1], str. 98

dle [1], str. 98 oprava na uspořádání svazku  $c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,01^{0,1} = 0,34$

dle [1], str. 98 oprava na počet podélných řad  $c_{zm} = 0,8$

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel tepelné vodivosti média  $\lambda_M = 74,42 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází Prandtlovo číslo  $Pr = 0,98$



### 5.3.1.4 Tepelná bilance výměníku

Celkový povrch jednoho metru žebrované trubky

$$\begin{aligned}S_{ic} &= p_z \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D^2) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \cdot p_z + \pi \cdot D \cdot S_z \cdot (p_z - 1) \\S_{ic} &= 140 \cdot 2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,064^2 - 0,038^2) + 3,14 \cdot 0,064 \cdot 0,0008 \cdot 140 + 3,14 \cdot 0,038 \cdot 0,0071 \cdot (140 - 1) \\S_{ic} &= 0,724 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}\end{aligned}\quad (44)$$

Vztah (44) dle [2], str. 156

Celková výhřevná plocha na straně spalin

$$S_{SPc} = S_{ic} \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 0,724 \cdot 10,2 \cdot 48 \cdot 3 = 1063,2 \text{ m}^2 \quad (45)$$

Celková výhřevná plocha na straně média

$$S_M = \pi \cdot d \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 3,14 \cdot 0,0316 \cdot 10,2 \cdot 48 \cdot 3 = 145,7 \text{ m}^2 \quad (46)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{S_{SPc}}{S_M}} = \frac{1}{\frac{1}{42,06} + \frac{1}{1580,56} \cdot \frac{1063,2}{145,7}} = 35,22 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (47)$$

Vztah (47) dle [1], str. 93

Tepelný tok výměníku

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot S_{SPc} \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{35,22 \cdot 1063,2 \cdot 54,1}{1000} = 2024,3 \text{ kW} \quad (48)$$

Vztah (48) dle [2], str. 155

Tepelný tok přehříváku II je větší o 0,07 % než tepelná bilance z rovnice 4  
 $Q_{PII} = 2022,8 \text{ kW}$ . Výsledek lze považovat za konečný.

### 5.3.2 Tepelný výpočet přehříváku I

Tab. 7 Parametry na straně média z kapitoly 5.1 – přehřívák I

<i>Přehřívák I</i>	<i>Teplota</i> $t_M [^{\circ}\text{C}]$	<i>Tlak</i> $p_M [\text{MPa}]$	<i>Entalpie</i> $i_M [\text{kJ.kg}^{-1}]$	<i>Hmot. tok</i> $\dot{m}_M [\text{kg.s}^{-1}]$
<i>Výstup</i>	496,7	8,68	3380,4	14,94
<i>Vstup</i>	303,6	9,03	2739,7	

Tab. 8 Parametry na straně spalín z kapitoly 5.2 – přehřívák I

<i>Přehřívák I</i>	<i>Teplota spalín</i> $t_{SP} [^{\circ}\text{C}]$	<i>Entalpie spalín</i> $i_{SP} [\text{kJ.m}^{-3}]$	<i>Objemový tok</i> <i>spalín</i> $V_{SP} [\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$
<i>Vstup (před plochou po směru spalín)</i>	534,3	739,6	102,8
<i>Výstup (za plochou po směru spalín)</i>	469,5	645,6	

Tab. 9 Navržené zatrubkování – přehřívák I

Průměr trubky $D=38$ mm	Tloušťka stěny trubky $t_s=3,2$ mm
Počet trubek v šířce tahu $n_s=48$	Počet řad $n_v=7$
Rozteč trubek v šířce tahu $s_1=80$ mm	Rozteč řad $s_2=69$ mm
Výška žebra $h=13$ mm	Tloušťka žebra $t_z=0,8$ mm
Počet žebířků na jeden metr $p_z=210$ m <sup>-1</sup>	Průměr žebrované trubky $D_z=64$ mm
Světlost trubky $d=31,6$ mm	Vnitřní průřez trubky $S_{tr}=783,9$ mm <sup>2</sup>
Délka žebrované trubky $l=10,2$ m	Šířka spalínovodu $B=3,95$ m
Materiál trubek: 10CrMo9-10	Materiál žebířků: X2CrTi12

Střední teplota média

$$t_{Mstř} = \frac{t_{Mi} + t_{Mo}}{2} = \frac{303,6 + 496,7}{2} = 400,2 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (49)$$

Střední teplota spalín

$$t_{SPstř} = \frac{t_{SPi} + t_{SPo}}{2} = \frac{534,3 + 469,5}{2} = 501,9 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (50)$$

Teplotní rozdíl výstupu spalín a vstupu média – protiproud

$$\Delta t_1 = t_{SPo} - t_{Mi} = 469,5 - 303,6 = 165,9 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (51)$$

Teplotní rozdíl vstupu spalin a výstupu média – protiproud

$$\Delta t_2 = t_{SPi} - t_{Mo} = 534,3 - 496,7 = 37,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (52)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{165,9 - 37,6}{\ln \frac{165,9}{37,6}} = 86,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (53)$$

Obsah plošného průřezu jednoho metru žebrované trubky kolmého na směr toku spalin

$$\begin{aligned} S_{lm} &= p_z \cdot t_z \cdot D_z + D \cdot (1 - t_z \cdot p_z) = 210 \cdot 0,0008 \cdot 0,064 + 0,038 \cdot (1 - 0,0008 \cdot 210) \\ S_{lm} &= 0,042 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \end{aligned} \quad (54)$$

Celkový obsah jedné řady trubek ve spalinovém tahu

$$S_c = S_{lm} \cdot n_s \cdot l = 0,042 \cdot 48 \cdot 10,2 = 20,74 \text{ m}^2 \quad (55)$$

Průřez pro průtok spalin ve spalinovém tahu

$$S_{sp} = B \cdot l - S_c = 3,95 \cdot 10,2 - 20,74 = 19,55 \text{ m}^2 \quad (56)$$

Skutečný objemový tok spalin

$$V_{SPs} = V_{SP} \cdot \frac{273 + t_{SPstf}}{273} = 102,8 \cdot \frac{273 + 501,9}{273} = 291,8 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (57)$$

Výpočtová rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{V_{SPs}}{S_{SP}} = \frac{291,8}{19,55} = 14,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (58)$$

### 5.3.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,038} = 2,11 \quad (59)$$

Vztah (59) dle [1], str. 98

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,069}{0,038} = 1,82 \quad (60)$$

Vztah (60) dle [1], str. 98

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,11^2 + 1,82^2} = 2,1 \quad (61)$$

Vztah (61) dle [1], str. 98

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,11 - 1}{2,1 - 1} = 1,01 \quad (62)$$

Vztah (62) dle [1], str. 117

Rozteč žebër

$$S_z = \frac{1}{p_z} = \frac{1}{210} = 0,0048 \text{ m} \quad (63)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin pro vystřídání uspořádání trubek s kruhovými žebry

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot S_z}{v_{SP}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 0,23 \cdot 0,98 \cdot 1,01^{0,2} \cdot \frac{63,96 \cdot 10^{-3}}{0,0048} \cdot \left(\frac{0,038}{0,0048}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,0048}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{14,93 \cdot 0,0048}{75,84 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 73,31 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (64)$$

Vztah (64) dle [1], str. 117

dle [1], obr. 8 - 14, str. 116 opravný součinitel na počet příčných řad  $c_z = 0,98$

dle [1], tab. 3 - 3, str. 24 součinitel tepelné vodivosti spalin  $\lambda_{SP} = 63,96 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], tab. 3 - 4, str. 24 součinitel kinematické viskozity spalin  $v_{SP} = 75,84 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

### 5.3.2.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Podíl výhřevných ploch žebíř a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0048}{0,038} - \frac{0,0008}{0,038}\right)} = 0,9 \quad (65)$$

Vztah (65) dle [1], str. 104

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9 = 0,1 \quad (66)$$

Vztah (66) dle [1], str. 104

Součinitel efektivnosti žebra E se určí ze závislosti  $\beta \cdot h_z$  a  $\frac{D_z}{D}$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 73,31}{0,0008 \cdot 26 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 73,31)}} = 68,73 \quad (67)$$

Vztah (67) dle [1], str. 104

dle [1], str. 104 koeficient nerovnoměrného rozdělení redukovaného součinitele přestupu tepla na povrchu žebra  $\psi_z = 0,85$

dle [8], tab. D-1, str. 125 součinitel tepelné vodivosti žebíř  $\lambda_z = 26 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], str. 127 součinitel znečištění  $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

$$\beta \cdot h = 68,73 \cdot 0,013 = 0,89 \text{ m} \quad (68)$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,064}{0,038} = 1,68 \quad (69)$$

dle [1] z nomogramu na obr. 8-12, str. 114 součinitel efektivnosti žebra E = 0,76

Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{lr} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} = (0,9 \cdot 0,76 \cdot 1 + 0,1) \cdot \frac{0,85 \cdot 73,31}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 73,31}$$

$$\alpha_{lr} = 38,55 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (70)$$

Vztah (70) dle [1], str. 103

dle [1], obr. 8-12 str. 114 součinitel rozšíření žebra  $\mu = 1$

### 5.3.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

Rychlost proudu média

$$w_{Mstř} = \frac{\dot{m}_M \cdot v_M}{n_s \cdot S_{tr}} = \frac{14,94 \cdot 0,031}{48 \cdot 0,000784} = 12,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (71)$$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází střední měrný objem média

$$v_M = 0,031 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Součinitel kinematické viskozity média

$$\nu_M = \mu_M \cdot v_M = 256,1 \cdot 10^{-7} \cdot 0,031 = 0,78 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (72)$$

Vztah (72) dle [1], str. 22

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel dynamické viskozity  $\mu_M = 256,1 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média pro vystřídání uspořádání trubek

$$\alpha_2 = c_s \cdot c_{zm} \cdot \frac{\lambda_M}{d} \cdot \left( \frac{w_{Mstř} \cdot d}{\nu_M} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,34 \cdot 0,94 \cdot \frac{66,7 \cdot 10^{-3}}{0,0316} \cdot \left( \frac{12,1 \cdot 0,0316}{0,78 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 1,1^{0,33}$$

$$\alpha_2 = 1803,01 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (73)$$

Vztah (73) dle [1], str. 98

dle [1], str. 98 oprava na uspořádání svazku  $c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,01^{0,1} = 0,34$

dle [1], str. 98 oprava na počet podélných řad  $c_{zm} = 0,94$

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel tepelné vodivosti média  $\lambda_M = 66,7 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází Prandtlovo číslo  $\text{Pr} = 1,1$

### 5.3.2.4 Tepelná bilance výměníku

Celkový povrch jednoho metru žebrované trubky

$$\begin{aligned}S_{ic} &= p_z \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D^2) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \cdot p_z + \pi \cdot D \cdot S_z \cdot (p_z - 1) \\S_{ic} &= 210 \cdot 2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,064^2 - 0,038^2) + 3,14 \cdot 0,064 \cdot 0,0008 \cdot 210 + 3,14 \cdot 0,038 \cdot 0,0048 \cdot (210 - 1) \\S_{ic} &= 1,027 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}\end{aligned}\quad (74)$$

Vztah (74) dle [2], str. 156

Celková výhřevná plocha na straně spalin

$$S_{SPc} = S_{ic} \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 1,027 \cdot 10,2 \cdot 48 \cdot 7 = 3519,3 \text{ m}^2 \quad (75)$$

Celková výhřevná plocha na straně média

$$S_M = \pi \cdot d \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 3,14 \cdot 0,0316 \cdot 10,2 \cdot 48 \cdot 7 = 340,1 \text{ m}^2 \quad (76)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{S_{SPc}}{S_M}} = \frac{1}{\frac{1}{38,55} + \frac{1}{1803,01} \cdot \frac{3519,3}{340,1}} = 31,57 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (77)$$

Vztah (77) dle [1], str. 93

Tepelný tok výměníku

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot S_{SPc} \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{31,57 \cdot 3519,3 \cdot 86,4}{1000} = 9602,5 \text{ kW} \quad (78)$$

Vztah (78) dle [2], str. 155

Tepelný tok přehříváku I je větší o 0,32 % než tepelná bilance z rovnice 5

$Q_{PI} = 9572,1 \text{ kW}$ . Výsledek lze považovat za konečný.



### 5.3.3 Tepelný výpočet výparníku

Tab. 10 Parametry na straně média z kapitoly 5.1 – výparník

<i>Výparník</i>	<i>Teplota</i> $t_M [^{\circ}\text{C}]$	<i>Tlak</i> $p_M [\text{MPa}]$	<i>Entalpie</i> $i_M [\text{kJ.kg}^{-1}]$	<i>Hmot. tok</i> $\dot{m}_M [\text{kg.s}^{-1}]$
<i>Výstup</i>	303,6	9,03	2739,7	14,94
<i>Vstup</i>	303,6	9,03	1366,1	

Tab. 11 Parametry na straně spalín z kapitoly 5.2 – výparník

<i>Výparník</i>	<i>Teplota spalín</i> $t_{SP} [^{\circ}\text{C}]$	<i>Entalpie spalín</i> $i_{SP} [\text{kJ.m}^{-3}]$	<i>Objemový tok</i> <i>spalín</i> $V_{SP} [\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$
<i>Vstup (před plochou po směru spalín)</i>	469,5	645,6	102,8
<i>Výstup (za plochou po směru spalín)</i>	322,5	435,8	

Tab. 12 Navržené zatrubkování – výparník

Průměr trubky $D=38$ mm	Tloušťka stěny trubky $t_s=3,2$ mm
Počet trubek v šířce tahu $n_s=48$	Počet řad $n_v=14$
Rozteč trubek v šířce tahu $s_1=80$ mm	Rozteč řad $s_2=69$ mm
Výška žebra $h=13$ mm	Tloušťka žebra $t_z=0,8$ mm
Počet žebířků na jeden metr $p_z=240$ m <sup>-1</sup>	Průměr žebrované trubky $D_z=64$ mm
Světlost trubky $d=31,6$ mm	Vnitřní průřez trubky $S_{tr}=783,9$ mm <sup>2</sup>
Délka žebrované trubky $l=10,2$ m	Šířka spalínovodu $B=3,95$ m
Materiál trubek: 16Mo3	Materiál žebířků: DC 04

Střední teplota média

$$t_{Mstř} = \frac{t_{Mi} + t_{Mo}}{2} = \frac{303,6 + 303,6}{2} = 303,6 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (79)$$

Střední teplota spalín

$$t_{SPstř} = \frac{t_{SPi} + t_{SPo}}{2} = \frac{469,5 + 322,5}{2} = 396 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (80)$$

Teplotní rozdíl vstupu spalín a výstupu média – protiproud

$$\Delta t_1 = t_{SPi} - t_{Mo} = 469,5 - 303,6 = 165,9 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (81)$$

Teplotní rozdíl výstupu spalin a vstupu média – protiproud

$$\Delta t_2 = t_{SPo} - t_{Mi} = 322,5 - 303,6 = 18,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (82)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{165,9 - 18,9}{\ln \frac{165,9}{18,9}} = 67,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (83)$$

Obsah plošného průřezu jednoho metru žebrované trubky kolmého na směr toku spalin

$$\begin{aligned} S_{lm} &= p_z \cdot t_z \cdot D_z + D \cdot (1 - t_z \cdot p_z) = 240 \cdot 0,0008 \cdot 0,064 + 0,038 \cdot (1 - 0,0008 \cdot 240) \\ S_{lm} &= 0,043 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \end{aligned} \quad (84)$$

Celkový obsah jedné řady trubek ve spalinovém tahu

$$S_c = S_{lm} \cdot n_s \cdot l = 0,043 \cdot 48 \cdot 10,2 = 21,05 \text{ m}^2 \quad (85)$$

Průřez pro průtok spalin ve spalinovém tahu

$$S_{sp} = B \cdot l - S_c = 3,95 \cdot 10,2 - 21,05 = 19,24 \text{ m}^2 \quad (86)$$

Skutečný objemový tok spalin

$$V_{SPs} = V_{SP} \cdot \frac{273 + t_{SPstf}}{273} = 102,8 \cdot \frac{273 + 396}{273} = 251,9 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (87)$$

Výpočtová rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{V_{SPs}}{S_{SP}} = \frac{251,9}{19,24} = 13,09 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (88)$$

### 5.3.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,038} = 2,11 \quad (89)$$

Vztah (89) dle [1], str. 98

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,069}{0,038} = 1,82 \quad (90)$$

Vztah (90) dle [1], str. 98

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,11^2 + 1,82^2} = 2,1 \quad (91)$$

Vztah (91) dle [1], str. 98

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,11 - 1}{2,1 - 1} = 1,01 \quad (92)$$

Vztah (92) dle [1], str. 117

Rozteč žebër

$$S_z = \frac{1}{p_z} = \frac{1}{240} = 0,0042 \text{ m} \quad (93)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin pro vystřídání uspořádání trubek s kruhovými žebry

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot S_z}{\nu_{sp}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 0,23 \cdot 1,1 \cdot 1,01^{0,2} \cdot \frac{55,17 \cdot 10^{-3}}{0,0042} \cdot \left(\frac{0,038}{0,0042}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,0042}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{13,09 \cdot 0,0042}{59,22 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 73,25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (94)$$

Vztah (94) dle [1], str. 117

dle [1], obr. 8 - 14, str. 116 opravný součinitel na počet příčných řad  $c_z = 1,1$

dle [1], tab. 3 - 3, str. 24 součinitel tepelné vodivosti spalin  $\lambda_{sp} = 55,17 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], tab. 3 - 4, str. 24 součinitel kinematické viskozity spalin  $\nu_{sp} = 59,22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

### 5.3.3.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Podíl výhřevných ploch žebér a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,064}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,064}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0042}{0,038} - \frac{0,0008}{0,038}\right)} = 0,91 \quad (95)$$

Vztah (95) dle [1], str. 104

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,91 = 0,09 \quad (96)$$

Vztah (96) dle [1], str. 104

Součinitel efektivnosti žebra E se určí ze závislosti  $\beta \cdot h_z$  a  $\frac{D_z}{D}$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 73,25}{0,0008 \cdot 43,64 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 73,25)}} = 53,04 \quad (97)$$

Vztah (97) dle [1], str. 104

dle [1], str. 104 koeficient nerovnoměrného rozdělení redukovaného součinitele přestupu tepla na povrchu žebra  $\psi_z = 0,85$

dle [8], tab. D-1, str. 125 součinitel tepelné vodivosti žebér  $\lambda_z = 43,64 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], str. 127 součinitel znečištění  $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

$$\beta \cdot h = 53,04 \cdot 0,013 = 0,69 \text{ m} \quad (98)$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,064}{0,038} = 1,68 \quad (99)$$

dle [1] z nomogramu na obr. 8-12, str. 114 součinitel efektivnosti žebra  $E = 0,83$

Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

$$\alpha_{lr} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} = (0,91 \cdot 0,83 \cdot 1 + 0,09) \cdot \frac{0,85 \cdot 73,25}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 73,25}$$

$$\alpha_{lr} = 41,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (100)$$

Vztah (100) dle [1], str. 103

dle [1], obr. 8-12 str. 114 součinitel rozšíření žebra  $\mu = 1$

### 5.3.3.3 Součinitel přestupu tepla pro var média a tepelná bilance

Celkový povrch jednoho metru žebrované trubky

$$S_{lc} = p_z \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D^2) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \cdot p_z + \pi \cdot D \cdot S_z \cdot (p_z - 1)$$

$$S_{lc} = 240 \cdot 2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,064^2 - 0,038^2) + 3,14 \cdot 0,064 \cdot 0,0008 \cdot 240 + 3,14 \cdot 0,038 \cdot 0,0042 \cdot (240 - 1)$$

$$S_{lc} = 1,157 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \quad (101)$$

Vztah (101) dle [2], str. 156

Celková výhřevná plocha na straně spalín

$$S_{SPc} = S_{lc} \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 1,157 \cdot 10,2 \cdot 48 \cdot 14 = 7928,4 \text{ m}^2 \quad (102)$$

Celková výhřevná plocha na straně média

$$S_M = \pi \cdot d \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 3,14 \cdot 0,0316 \cdot 10,2 \cdot 48 \cdot 14 = 680,1 \text{ m}^2 \quad (103)$$

Předběžná hodnota měrného tepelného toku

$$\dot{q}_{pr} = \frac{1000 \cdot Q_v}{S_M} = \frac{1000 \cdot 21349,3}{680,1} = 31390,39 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (104)$$

Předběžný součinitel přestupu tepla při varu kapaliny

$$\alpha_{2vp} = 0,123 \cdot \dot{q}_{pr}^{0,72} \cdot p_M = 0,123 \cdot 31390,39^{0,72} \cdot 9030000 = 9930,33 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (105)$$

Vztah (105) dle [7], str. 397

Předběžný součinitel prostupu tepla

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2vp}} \cdot \frac{S_{SPc}}{S_M}} = \frac{1}{\frac{1}{41,5} + \frac{1}{9930,33} \cdot \frac{7928,4}{680,1}} = 39,57 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (106)$$

Vztah (106) dle [1], str. 93

Předběžná hodnota tepelného toku výměníku

$$\dot{Q}_p = \frac{k_p \cdot S_{SPc} \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{39,57 \cdot 7928,4 \cdot 67,7}{1000} = 21230,4 \text{ kW} \quad (107)$$

Vztah (107) dle [2], str. 155

Měrný tepelný tok

$$\dot{q} = \frac{1000 \cdot \dot{Q}_p}{S_M} = \frac{1000 \cdot 21230,4}{680,1} = 31215,65 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (108)$$

Součinitel přestupu tepla při varu kapaliny

$$\alpha_{2v} = 0,123 \cdot \dot{q}^{0,72} \cdot p_M = 0,123 \cdot 31215,65^{0,72} \cdot 9030000 = 9890,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (109)$$

Vztah (109) dle [7], str. 397

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2v}} \cdot \frac{S_{SPc}}{S_M}} = \frac{1}{\frac{1}{41,5} + \frac{1}{9890,5} \cdot \frac{7928,4}{680,1}} = 39,56 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (110)$$

Vztah (110) dle [1], str. 93

Tepelný tok výměníku

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot S_{SPc} \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{39,56 \cdot 7928,4 \cdot 67,7}{1000} = 21226,4 \text{ kW} \quad (111)$$

Vztah (111) dle [2], str. 155

Tepelný tok výparníku je menší o 0,58 % než tepelná bilance z rovnice 6  $Q_v = 21349,3 \text{ kW}$ . Výsledek lze považovat za konečný.

### 5.3.4 Tepelný výpočet ekonomizéru II

Tab. 13 Parametry na straně média z kapitoly 5.1 – ekonomizér II

Ekonomizér II	Teplota $t_M [^{\circ}\text{C}]$	Tlak $p_M [\text{MPa}]$	Entalpie $i_M [\text{kJ.kg}^{-1}]$	Hmot. tok $\dot{m}_M [\text{kg.s}^{-1}]$
Výstup	293,6	9,03	1310,7	14,94
Vstup	248,2	9,18	1078,8	

Tab. 14 Parametry na straně spalín z kapitoly 5.2 – ekonomizér II

Ekonomizér II	Teplota spalín $t_{SP} [^{\circ}\text{C}]$	Entalpie spalín $i_{SP} [\text{kJ.m}^{-3}]$	Objemový tok spalín $V_{SP} [\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$
Vstup (před plochou po směru spalín)	322,5	435,8	102,8
Výstup (za plochou po směru spalín)	298,3	401,8	

Tab. 15 Navržené zatrubkování – ekonomizér II

Průměr trubky $D=31,8$ mm	Tloušťka stěny trubky $t_s=3,2$ mm
Počet trubek v šířce tahu $n_s=51$	Počet řad $n_v=5$
Rozteč trubek v šířce tahu $s_1=75$ mm	Rozteč řad $s_2=65$ mm
Výška žebra $h=13$ mm	Tloušťka žebra $t_z=0,8$ mm
Počet žebířků na jeden metr $p_z=235$ m <sup>-1</sup>	Průměr žebrované trubky $D_z=57,8$ mm
Světlost trubky $d=25,4$ mm	Vnitřní průřez trubky $S_{tr}=506,5$ mm <sup>2</sup>
Délka žebrované trubky $l=10,2$ m	Šířka spalínovodu $B=3,95$ m
Materiál trubek: P235GH	Materiál žebířků: DC 04

Střední teplota média

$$t_{Mstř} = \frac{t_{Mi} + t_{Mo}}{2} = \frac{248,2 + 293,6}{2} = 270,9 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (112)$$

Střední teplota spalín

$$t_{SPstř} = \frac{t_{SPi} + t_{SPo}}{2} = \frac{322,5 + 298,3}{2} = 310,4 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (113)$$

Teplotní rozdíl výstupu spalín a vstupu média – protiproud

$$\Delta t_1 = t_{SPo} - t_{Mi} = 298,3 - 248,2 = 50,1 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (114)$$

Teplotní rozdíl vstupu spalin a výstupu média – protiproud

$$\Delta t_2 = t_{SPi} - t_{Mo} = 322,5 - 293,6 = 28,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (115)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{50,1 - 28,9}{\ln \frac{50,1}{28,9}} = 38,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (116)$$

Obsah plošného průřezu jednoho metru žebrované trubky kolmého na směr toku spalin

$$\begin{aligned} S_{lm} &= p_z \cdot t_z \cdot D_z + D \cdot (1 - t_z \cdot p_z) = 235 \cdot 0,0008 \cdot 0,0578 + 0,0318 \cdot (1 - 0,0008 \cdot 235) \\ S_{lm} &= 0,037 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \end{aligned} \quad (117)$$

Celkový obsah jedné řady trubek ve spalinovém tahu

$$S_c = S_{lm} \cdot n_s \cdot l = 0,037 \cdot 51 \cdot 10,2 = 19,09 \text{ m}^2 \quad (118)$$

Průřez pro průtok spalin ve spalinovém tahu

$$S_{sp} = B \cdot l - S_c = 3,95 \cdot 10,2 - 19,09 = 21,21 \text{ m}^2 \quad (119)$$

Skutečný objemový tok spalin

$$V_{SPs} = V_{SP} \cdot \frac{273 + t_{SPstf}}{273} = 102,8 \cdot \frac{273 + 310,4}{273} = 219,7 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (120)$$

Výpočtová rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{V_{SPs}}{S_{SP}} = \frac{219,7}{21,21} = 10,36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (121)$$

#### 5.3.4.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,075}{0,0318} = 2,36 \quad (122)$$

Vztah (122) dle [1], str. 98



Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,065}{0,0318} = 2,04 \quad (123)$$

Vztah (123) dle [1], str. 98

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,36^2 + 2,04^2} = 2,36 \quad (124)$$

Vztah (124) dle [1], str. 98

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,36 - 1}{2,36 - 1} = 1 \quad (125)$$

Vztah (125) dle [1], str. 117

Rozteč žebër

$$S_z = \frac{1}{p_z} = \frac{1}{235} = 0,0043 \text{ m} \quad (126)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin pro vystřídání uspořádání trubek s kruhovými žebry

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot S_z}{v_{SP}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 0,23 \cdot 0,96 \cdot 1^{0,2} \cdot \frac{48,12 \cdot 10^{-3}}{0,0043} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,0043}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,0043}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{10,36 \cdot 0,0043}{46,84 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 61,75 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (127)$$

Vztah (127) dle [1], str. 117

dle [1], obr. 8 - 14, str. 116 opravný součinitel na počet příčných řad  $c_z = 0,96$

dle [1], tab. 3 - 3, str. 24 součinitel tepelné vodivosti spalin  $\lambda_{SP} = 48,12 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], tab. 3 - 4, str. 24 součinitel kinematické viskozity spalin  $v_{SP} = 46,84 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

### 5.3.4.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Podíl výhřevných ploch žebíř a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0578}{0,0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0578}{0,0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0043}{0,0318} - \frac{0,0008}{0,0318}\right)} = 0,91 \quad (128)$$

Vztah (128) dle [1], str. 104

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,91 = 0,09 \quad (129)$$

Vztah (129) dle [1], str. 104

Součinitel efektivnosti žebra E se určí ze závislosti  $\beta \cdot h_z$  a  $\frac{D_z}{D}$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 61,75}{0,0008 \cdot 46,7 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 61,75)}} = 47,9 \quad (130)$$

Vztah (130) dle [1], str. 104

dle [1], str. 104 koeficient nerovnoměrného rozdělení redukovaného součinitele přestupu tepla na povrchu žebra  $\psi_z = 0,85$

dle [8], tab. D-1, str. 125 součinitel tepelné vodivosti žebíř  $\lambda_z = 46,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], str. 127 součinitel znečištění  $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

$$\beta \cdot h = 47,9 \cdot 0,013 = 0,62 \text{ m} \quad (131)$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0578}{0,0318} = 1,82 \quad (132)$$

dle [1] z nomogramu na obr. 8-12, str. 114 součinitel efektivnosti žebra E = 0,85

Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{lr} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} = (0,91 \cdot 0,85 \cdot 1 + 0,09) \cdot \frac{0,85 \cdot 61,75}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 61,75}$$

$$\alpha_{lr} = 36,95 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (133)$$

Vztah (133) dle [1], str. 103

dle [1], obr. 8-12 str. 114 součinitel rozšíření žebra  $\mu = 1$

### 5.3.4.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

Rychlost proudu média

$$w_{Mstř} = \frac{\dot{m}_M \cdot v_M}{n_s \cdot S_{tr}} = \frac{14,94 \cdot 0,0013}{51 \cdot 0,0005065} = 0,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (134)$$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází střední měrný objem média

$$v_M = 0,0013 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Součinitel kinematické viskozity média

$$\nu_M = \mu_M \cdot v_M = 922,56 \cdot 10^{-7} \cdot 0,0013 = 1,2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (135)$$

Vztah (135) dle [1], str. 22

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel dynamické viskozity  $\mu_M = 922,56 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média pro vystřídání uspořádání trubek

$$\alpha_2 = c_s \cdot c_{zm} \cdot \frac{\lambda_M}{d} \cdot \left( \frac{w_{Mstř} \cdot d}{\nu_M} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} = 0,34 \cdot 0,88 \cdot \frac{503,47 \cdot 10^{-3}}{0,0254} \cdot \left( \frac{0,75 \cdot 0,0254}{1,2 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,6} \cdot 0,84^{0,33}$$

$$\alpha_2 = 7410,24 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (136)$$

Vztah (136) dle [1], str. 98

dle [1], str. 98 oprava na uspořádání svazku  $c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1^{0,1} = 0,34$

dle [1], str. 98 oprava na počet podélných řad  $c_{zm} = 0,88$

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel tepelné vodivosti média  $\lambda_M = 503,47 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází Prandtlovo číslo  $Pr = 0,84$

#### 5.3.4.4 Tepelná bilance výměníku

Celkový povrch jednoho metru žebrované trubky

$$S_{ic} = p_z \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D^2) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \cdot p_z + \pi \cdot D \cdot S_z \cdot (p_z - 1)$$
$$S_{ic} = 235 \cdot 2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,0578^2 - 0,0318^2) + 3,14 \cdot 0,0578 \cdot 0,0008 \cdot 235 + 3,14 \cdot 0,0318 \cdot 0,0043 \cdot (235 - 1) = 0,993 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \quad (137)$$

Vztah (137) dle [2], str. 156

Celková výhřevná plocha na straně spalin

$$S_{SPc} = S_{ic} \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 0,993 \cdot 10,2 \cdot 51 \cdot 5 = 2582,9 \text{ m}^2 \quad (138)$$

Celková výhřevná plocha na straně média

$$S_M = \pi \cdot d \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 3,14 \cdot 0,0254 \cdot 10,2 \cdot 51 \cdot 5 = 207,5 \text{ m}^2 \quad (139)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{S_{SPc}}{S_M}} = \frac{1}{\frac{1}{36,95} + \frac{1}{7410,24} \cdot \frac{2582,9}{207,5}} = 34,79 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (140)$$

Vztah (140) dle [1], str. 93

Tepelný tok výměníku

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot S_{SPc} \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{34,79 \cdot 2582,9 \cdot 38,5}{1000} = 3462,7 \text{ kW} \quad (141)$$

Vztah (141) dle [2], str. 155

Tepelný tok ekonomizéru II je menší o 0,05 % než tepelná bilance z rovnice 7

$Q_{PI} = 3464,6 \text{ kW}$  . Výsledek lze považovat za konečný.

### 5.3.5 Tepelný výpočet ekonomizéru I

Tab. 16 Parametry na straně média z kapitoly 5.1 – ekonomizér I

Ekonomizér I	Teplota $t_M [^{\circ}\text{C}]$	Tlak $p_M [\text{MPa}]$	Entalpie $i_M [\text{kJ.kg}^{-1}]$	Hmot. tok $\dot{m}_M [\text{kg.s}^{-1}]$
Výstup	248,2	9,18	1078,8	15,56
Vstup	66,5	9,33	286,1	

Tab. 17 Parametry na straně spalín z kapitoly 5.2 – ekonomizér I

Ekonomizér I	Teplota spalín $t_{SP} [^{\circ}\text{C}]$	Entalpie spalín $i_{SP} [\text{kJ.m}^{-3}]$	Objemový tok spalín $V_{SP} [\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$
Vstup (před plochou po směru spalín)	298,3	401,8	102,8
Výstup (za plochou po směru spalín)	209,9	280,6	

Tab. 18 Navržené zatrubkování – ekonomizér I

Průměr trubky $D=31,8$ mm	Tloušťka stěny trubky $t_s=3,2$ mm
Počet trubek v šířce tahu $n_s=51$	Počet řad $n_v=7$
Rozteč trubek v šířce tahu $s_1=75$ mm	Rozteč řad $s_2=65$ mm
Výška žebra $h=13$ mm	Tloušťka žebra $t_z=0,8$ mm
Počet žebířků na jeden metr $p_z=270$ m <sup>-1</sup>	Průměr žebrované trubky $D_z=57,8$ mm
Světlost trubky $d=25,4$ mm	Vnitřní průřez trubky $S_{tr}=506,5$ mm <sup>2</sup>
Délka žebrované trubky $l=10,2$ m	Šířka spalínovodu $B=3,95$ m
Materiál trubek: P235GH	Materiál žebířků: DC 04

Střední teplota média

$$t_{Mstř} = \frac{t_{Mi} + t_{Mo}}{2} = \frac{66,5 + 248,2}{2} = 157,4 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (142)$$

Střední teplota spalín

$$t_{SPstř} = \frac{t_{SPi} + t_{SPo}}{2} = \frac{298,3 + 209,9}{2} = 254,1 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (143)$$

Teplotní rozdíl výstupu spalín a vstupu média – protiproud

$$\Delta t_1 = t_{SPo} - t_{Mi} = 209,9 - 66,5 = 143,4 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (144)$$

Teplotní rozdíl vstupu spalín a výstupu média – protiproud

$$\Delta t_2 = t_{SPi} - t_{Mo} = 298,3 - 248,2 = 50,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (145)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{143,4 - 50,1}{\ln \frac{143,4}{50,1}} = 88,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (146)$$

Obsah plošného průřezu jednoho metru žebrované trubky kolmého na směr toku spalín

$$\begin{aligned} S_{lm} &= p_z \cdot t_z \cdot D_z + D \cdot (1 - t_z \cdot p_z) = 270 \cdot 0,0008 \cdot 0,0578 + 0,0318 \cdot (1 - 0,0008 \cdot 270) \\ S_{lm} &= 0,037 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \end{aligned} \quad (147)$$

Celkový obsah jedné řady trubek ve spalínovém tahu

$$S_c = S_{lm} \cdot n_s \cdot l = 0,037 \cdot 51 \cdot 10,2 = 19,46 \text{ m}^2 \quad (148)$$

Průřez pro průtok spalín ve spalínovém tahu

$$S_{sp} = B \cdot l - S_c = 3,95 \cdot 10,2 - 19,46 = 20,83 \text{ m}^2 \quad (149)$$

Skutečný objemový tok spalín

$$V_{SPs} = V_{SP} \cdot \frac{273 + t_{SPstf}}{273} = 102,8 \cdot \frac{273 + 254,1}{273} = 198,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (150)$$

Výpočtová rychlost spalín

$$w_{SP} = \frac{V_{SPs}}{S_{SP}} = \frac{198,5}{20,83} = 9,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (151)$$

### 5.3.5.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,075}{0,0318} = 2,36 \quad (152)$$

Vztah (152) dle [1], str. 98

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,065}{0,0318} = 2,04 \quad (153)$$

Vztah (153) dle [1], str. 98

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,36^2 + 2,04^2} = 2,36 \quad (154)$$

Vztah (154) dle [1], str. 98

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,36 - 1}{2,36 - 1} = 1 \quad (155)$$

Vztah (155) dle [1], str. 117

Rozteč žebër

$$S_z = \frac{1}{p_z} = \frac{1}{270} = 0,0037 \text{ m} \quad (156)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin pro vystřídání uspořádání trubek s kruhovými žebry

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot S_z}{v_{SP}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 0,23 \cdot 0,99 \cdot 1^{0,2} \cdot \frac{43,62 \cdot 10^{-3}}{0,0037} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,0037}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,0037}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,53 \cdot 0,0037}{39,37 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 58,47 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (157)$$

Vztah (157) dle [1], str. 117

dle [1], obr. 8 - 14, str. 116 opravný součinitel na počet příčných řad  $c_z = 0,99$

dle [1], tab. 3 - 3, str. 24 součinitel tepelné vodivosti spalin  $\lambda_{SP} = 43,62 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], tab. 3 - 4, str. 24 součinitel kinematické viskozity spalin  $v_{SP} = 39,37 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

### 5.3.5.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0578}{0,0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0578}{0,0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0037}{0,0318} - \frac{0,0008}{0,0318}\right)} = 0,93 \quad (158)$$

Vztah (158) dle [1], str. 104

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,93 = 0,07 \quad (159)$$

Vztah (159) dle [1], str. 104

Součinitel efektivnosti žebra E se určí ze závislosti  $\beta \cdot h_z$  a  $\frac{D_z}{D}$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 58,47}{0,0008 \cdot 48,6 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 58,47)}} = 45,9 \quad (160)$$

Vztah (160) dle [1], str. 104

dle [1], str. 104 koeficient nerovnoměrného rozdělení redukovaného součinitele přestupu tepla na povrchu žebra  $\psi_z = 0,85$

dle [8], tab. D-1, str. 125 součinitel tepelné vodivosti žebra  $\lambda_z = 48,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], str. 127 součinitel znečištění  $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

$$\beta \cdot h = 45,9 \cdot 0,013 = 0,6 \text{ m} \quad (161)$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0578}{0,0318} = 1,82 \quad (162)$$

dle [1] z nomogramu na obr. 8-12, str. 114 součinitel efektivnosti žebra  $E = 0,87$



Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{lr} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} = (0,93 \cdot 0,87 \cdot 1 + 0,07) \cdot \frac{0,85 \cdot 58,47}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 58,47}$$

$$\alpha_{lr} = 36,02 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (163)$$

Vztah (163) dle [1], str. 103

dle [1], obr. 8-12 str. 114 součinitel rozšíření žebra  $\mu = 1$

### 5.3.5.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

Rychlost proudu média

$$w_{Mstř} = \frac{\dot{m}_M \cdot v_M}{n_s \cdot S_{tr}} = \frac{15,56 \cdot 0,0011}{51 \cdot 0,0005065} = 0,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (164)$$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází střední měrný objem média

$$v_M = 0,0011 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Součinitel kinematické viskozity média

$$\nu_M = \mu_M \cdot v_M = 1764,03 \cdot 10^{-7} \cdot 0,0011 = 1,94 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (165)$$

Vztah (165) dle [1], str. 22

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel dynamické viskozity  $\mu_M = 1764,03 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média pro vystřídání uspořádání trubek

$$\alpha_2 = c_s \cdot c_{zm} \cdot \frac{\lambda_M}{d} \cdot \left( \frac{w_{Mstř} \cdot d}{\nu_M} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} = 0,34 \cdot 0,94 \cdot \frac{689,53 \cdot 10^{-3}}{0,0254} \cdot \left( \frac{0,66 \cdot 0,0254}{1,94 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,6} \cdot 1,15^{0,33}$$

$$\alpha_2 = 8336,87 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (166)$$

Vztah (166) dle [1], str. 98

dle [1], str. 98 oprava na uspořádání svazku  $c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1^{0,1} = 0,34$

dle [1], str. 98 oprava na počet podélných řad  $c_{zm} = 0,94$

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel tepelné vodivosti média  $\lambda_M = 689,53 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází Prandtlovo číslo  $Pr = 1,15$

### 5.3.5.4 Tepelná bilance výměníku

Celkový povrch jednoho metru žebrované trubky

$$S_{ic} = p_z \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D^2) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \cdot p_z + \pi \cdot D \cdot S_z \cdot (p_z - 1)$$
$$S_{ic} = 270 \cdot 2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,0578^2 - 0,0318^2) + 3,14 \cdot 0,0578 \cdot 0,0008 \cdot 270 + 3,14 \cdot 0,0318 \cdot 0,0037 \cdot (270 - 1) = 1,126 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \quad (167)$$

Vztah (167) dle [2], str. 156

Celková výhřevná plocha na straně spalin

$$S_{SPc} = S_{ic} \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 1,126 \cdot 10,2 \cdot 51 \cdot 7 = 4101,0 \text{ m}^2 \quad (168)$$

Celková výhřevná plocha na straně média

$$S_M = \pi \cdot d \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 3,14 \cdot 0,0254 \cdot 10,2 \cdot 51 \cdot 7 = 290,4 \text{ m}^2 \quad (169)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{S_{SPc}}{S_M}} = \frac{1}{\frac{1}{36,02} + \frac{1}{8336,87} \cdot \frac{4101,0}{290,4}} = 33,94 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (170)$$

Vztah (170) dle [1], str. 93

Tepelný tok výměníku

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot S_{SPc} \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{33,94 \cdot 4101,0 \cdot 88,7}{1000} = 12350,3 \text{ kW} \quad (171)$$

Vztah (171) dle [2], str. 155

Tepelný tok ekonomizéru I je větší o 0,13 % než tepelná bilance z rovnice 8  
 $Q_{PI} = 12334,4 \text{ kW}$ . Výsledek lze považovat za konečný.

### 5.3.6 Tepelný výpočet ohříváku síťové vody

Tab. 19 Parametry na straně média z kapitoly 5.1 – ohřívák síťové vody

Ohřívák síťové vody	Teplota $t_M [^{\circ}\text{C}]$	Tlak $p_M [\text{MPa}]$	Entalpie $i_M [\text{kJ.kg}^{-1}]$	Hmot. tok $\dot{m}_M [\text{kg.s}^{-1}]$
Výstup	154,4	1,61	652,6	47,22
Vstup	85	1,69	357,5	

Tab. 20 Parametry na straně spalín z kapitoly 5.2 – ohřívák síťové vody

Ohřívák síťové vody	Teplota spalín $t_{SP} [^{\circ}\text{C}]$	Entalpie spalín $i_{SP} [\text{kJ.m}^{-3}]$	Objemový tok spalín $V_{SP} [\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$
Vstup (před plochou po směru spalín)	209,9	280,6	102,8
Výstup (za plochou po směru spalín)	108,1	143,7	

Tab. 21 Navržené zatrubkování – ohřívák síťové vody

Průměr trubky $D=31,8$ mm	Tloušťka stěny trubky $t_s=2,9$ mm
Počet trubek v šířce tahu $n_s=51$	Počet řad $n_v=20$
Rozteč trubek v šířce tahu $s_1=75$ mm	Rozteč řad $s_2=65$ mm
Výška žebra $h=13$ mm	Tloušťka žebra $t_z=0,8$ mm
Počet žebířků na jeden metr $p_z=245$ m <sup>-1</sup>	Průměr žebrované trubky $D_z=57,8$ mm
Světlost trubky $d=26$ mm	Vnitřní průřez trubky $S_{tr}=506,5$ mm <sup>2</sup>
Délka žebrované trubky $l=10,2$ m	Šířka spalínovodu $B=3,95$ m
Materiál trubek: P235GH	Materiál žebířků: DC 04

Střední teplota média

$$t_{Mstř} = \frac{t_{Mi} + t_{Mo}}{2} = \frac{85 + 154,4}{2} = 119,7 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (172)$$

Střední teplota spalín

$$t_{SPstř} = \frac{t_{SPi} + t_{SPo}}{2} = \frac{209,9 + 108,1}{2} = 159 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (173)$$

Teplotní rozdíl vstupu spalín a výstupu média – protiproud

$$\Delta t_1 = t_{SPi} - t_{Mo} = 209,9 - 154,4 = 55,5 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (174)$$

Teplotní rozdíl výstupu spalin a vstupu média – protiproud

$$\Delta t_2 = t_{SPo} - t_{Mi} = 108,1 - 85 = 23,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (175)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{55,5 - 23,1}{\ln \frac{55,5}{23,1}} = 37 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (176)$$

Obsah plošného průřezu jednoho metru žebrované trubky kolmého na směr toku spalin

$$\begin{aligned} S_{lm} &= p_z \cdot t_z \cdot D_z + D \cdot (1 - t_z \cdot p_z) = 245 \cdot 0,0008 \cdot 0,0578 + 0,0318 \cdot (1 - 0,0008 \cdot 245) \\ S_{lm} &= 0,037 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \end{aligned} \quad (177)$$

Celkový obsah jedné řady trubek ve spalinovém tahu

$$S_c = S_{lm} \cdot n_s \cdot l = 0,037 \cdot 51 \cdot 10,2 = 19,19 \text{ m}^2 \quad (178)$$

Průřez pro průtok spalin ve spalinovém tahu

$$S_{sp} = B \cdot l - S_c = 3,95 \cdot 10,2 - 19,19 = 21,1 \text{ m}^2 \quad (179)$$

Skutečný objemový tok spalin

$$V_{SPs} = V_{SP} \cdot \frac{273 + t_{SPstf}}{273} = 102,8 \cdot \frac{273 + 159}{273} = 162,7 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (180)$$

Výpočtová rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{V_{SPs}}{S_{SP}} = \frac{162,7}{21,1} = 7,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (181)$$

### 5.3.6.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,075}{0,0318} = 2,36 \quad (182)$$

Vztah (182) dle [1], str. 98

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,065}{0,0318} = 2,04 \quad (183)$$

Vztah (183) dle [1], str. 98

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,36^2 + 2,04^2} = 2,36 \quad (184)$$

Vztah (184) dle [1], str. 98

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,36 - 1}{2,36 - 1} = 1 \quad (185)$$

Vztah (185) dle [1], str. 117

Rozteč žebër

$$S_z = \frac{1}{p_z} = \frac{1}{245} = 0,0041 \text{ m} \quad (186)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin pro vystřídání uspořádání trubek s kruhovými žebry

$$\begin{aligned} \alpha_K &= 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot S_z}{v_{sp}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 0,23 \cdot 1,1 \cdot 1^{0,2} \cdot \frac{35,86 \cdot 10^{-3}}{0,0041} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,0041}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,0041}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{7,71 \cdot 0,0041}{27,83 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} \\ \alpha_K &= 60,21 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (187)$$

Vztah (187) dle [1], str. 117

dle [1], obr. 8 - 14, str. 116 opravný součinitel na počet příčných řad  $c_z = 1,1$

dle [1], tab. 3 - 3, str. 24 součinitel tepelné vodivosti spalin  $\lambda_{sp} = 35,86 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], tab. 3 - 4, str. 24 součinitel kinematické viskozity spalin  $v_{sp} = 27,83 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

### 5.3.6.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Podíl výhřevných ploch žebíř a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0578}{0,0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0578}{0,0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0041}{0,0318} - \frac{0,0008}{0,0318}\right)} = 0,92 \quad (188)$$

Vztah (188) dle [1], str. 104

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,92 = 0,08 \quad (189)$$

Vztah (189) dle [1], str. 104

Součinitel efektivnosti žebra  $E$  se určí ze závislosti  $\beta \cdot h_z$  a  $\frac{D_z}{D}$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 60,21}{0,0008 \cdot 51,8 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 60,21)}} = 45 \quad (190)$$

Vztah (190) dle [1], str. 104

dle [1], str. 104 koeficient nerovnoměrného rozdělení redukovaného součinitele přestupu tepla na povrchu žebra  $\psi_z = 0,85$

dle [8], tab. D-1, str. 125 součinitel tepelné vodivosti žebíř  $\lambda_z = 51,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

dle [1], str. 127 součinitel znečištění  $\varepsilon = 0,0043 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

$$\beta \cdot h = 45 \cdot 0,013 = 0,58 \text{ m} \quad (191)$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0578}{0,0318} = 1,82 \quad (192)$$

dle [1] z nomogramu na obr. 8-12, str. 114 součinitel efektivnosti žebra  $E = 0,86$

Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{lr} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} = (0,92 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,08) \cdot \frac{0,85 \cdot 60,21}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 60,21}$$

$$\alpha_{lr} = 36,56 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (193)$$

Vztah (193) dle [1], str. 103

dle [1], obr. 8-12 str. 114 součinitel rozšíření žebra  $\mu = 1$

### 5.3.6.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

Rychlost proudu média

$$w_{Mstř} = \frac{\dot{m}_M \cdot v_M}{2 \cdot n_s \cdot S_{tr}} = \frac{47,22 \cdot 0,0011}{2 \cdot 51 \cdot 0,0005307} = 0,92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (194)$$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází střední měrný objem média

$$v_M = 0,0011 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Součinitel kinematické viskozity média

$$\nu_M = \mu_M \cdot v_M = 1753,8 \cdot 10^{-7} \cdot 0,0011 = 1,86 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (195)$$

Vztah (195) dle [1], str. 22

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel dynamické viskozity  $\mu_M = 1753,8 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média pro vystřídané uspořádání trubek

$$\alpha_2 = c_s \cdot c_{zm} \cdot \frac{\lambda_M}{d} \cdot \left( \frac{w_{Mstř} \cdot d}{\nu_M} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} = 0,34 \cdot 1 \cdot \frac{583,52 \cdot 10^{-3}}{0,026} \cdot \left( \frac{0,92 \cdot 0,026}{1,86 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,6} \cdot 1,52^{0,33}$$

$$\alpha_2 = 10222,32 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (196)$$

Vztah (196) dle [1], str. 98

dle [1], str. 98 oprava na uspořádání svazku  $c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1^{0,1} = 0,34$

dle [1], str. 98 oprava na počet podélných řad  $c_{zm} = 1$

dle [1], tab. 3-9, str. 35 součinitel tepelné vodivosti média  $\lambda_M = 583,52 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

z parních tabulek v závislosti teploty a tlaku vychází Prandtlovo číslo  $Pr = 1,52$

### 5.3.6.4 Tepelná bilance výměníku

Celkový povrch jednoho metru žebrované trubky

$$S_{ic} = p_z \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D^2) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \cdot p_z + \pi \cdot D \cdot S_z \cdot (p_z - 1)$$
$$S_{ic} = 245 \cdot 2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,0578^2 - 0,0318^2) + 3,14 \cdot 0,0578 \cdot 0,0008 \cdot 245 + 3,14 \cdot 0,0318 \cdot 0,0041 \cdot (245 - 1) = 1,031 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \quad (197)$$

Vztah (197) dle [2], str. 156

Celková výhřevná plocha na straně spalin

$$S_{SPc} = S_{ic} \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 1,031 \cdot 10,2 \cdot 51 \cdot 20 = 10727,5 \text{ m}^2 \quad (198)$$

Celková výhřevná plocha na straně média

$$S_M = \pi \cdot d \cdot l \cdot n_s \cdot n_v = 3,14 \cdot 0,026 \cdot 10,2 \cdot 51 \cdot 20 = 894,4 \text{ m}^2 \quad (199)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{S_{SPc}}{S_M}} = \frac{1}{\frac{1}{36,56} + \frac{1}{10222,32} \cdot \frac{10727,5}{894,4}} = 34,98 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (200)$$

Vztah (200) dle [1], str. 93

Tepelný tok výměníku

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot S_{SPc} \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{34,98 \cdot 10727,5 \cdot 37}{1000} = 13868,8 \text{ kW} \quad (201)$$

Vztah (201) dle [2], str. 155

Tepelný tok ohříváku síťové vody je menší o 0,47 % než tepelná bilance z rovnice 9

$Q_{OSV} = 13934,6 \text{ kW}$  . Výsledek lze považovat za konečný.



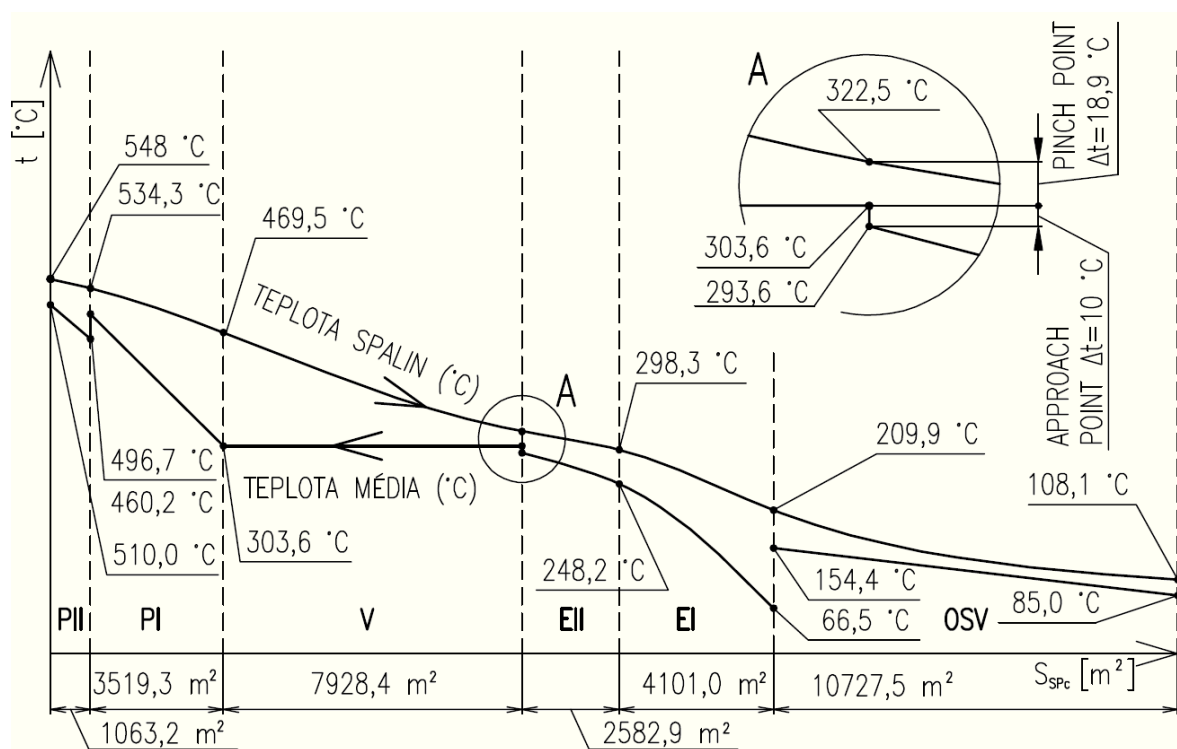
## 6. Konečné zatrubkování kotle a znázornění dosažených výsledků v diagramech

Výpis nejdůležitějších hodnot z tepelného výpočtu jednotlivých výhřevných ploch je znázorněn v tab. 22.

Tab. 22 konečné zatrubkování kotle

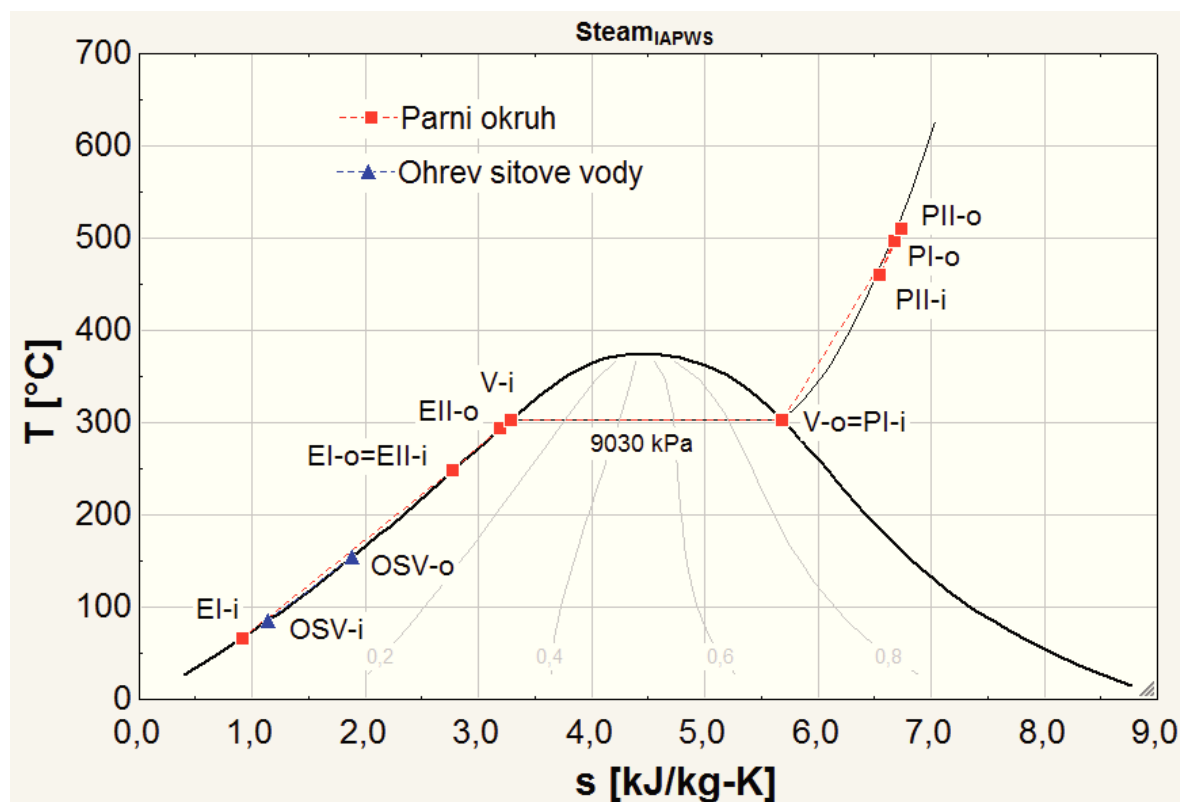
Výměník	Přeh. II	Přeh. I	Výparník	Ekon. II	Ekon. I	Ohřívák sít. vody
Počet řad	3	7	14	5	7	20
Počet trubek v řadě	48	48	48	51	51	51
Počet trubek	144	336	672	255	357	1020
Průměr trubky [mm]	38,0	38,0	38,0	31,8	31,8	31,8
Tloušťka stěny [mm]	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	2,9
Příčná rozteč [mm]	80	80	80	75	75	75
Podélná rozteč [mm]	69	69	69	65	65	65
Uspořádání trubek	vystřídané					
Materiál trubek	10CrMo9-10		16Mo3	P235GH	P235GH	P235GH
Počet žebek [ks./m]	140	210	240	235	270	245
Výška žebra	13	13	13	13	13	13
Tloušťka žebra	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Materiál žebek	X2CrTi12		DC 04	DC 04	DC 04	DC 04

Průběh teplot mezi spaliny a médiem je zobrazen v pilovém diagramu na obr. 9

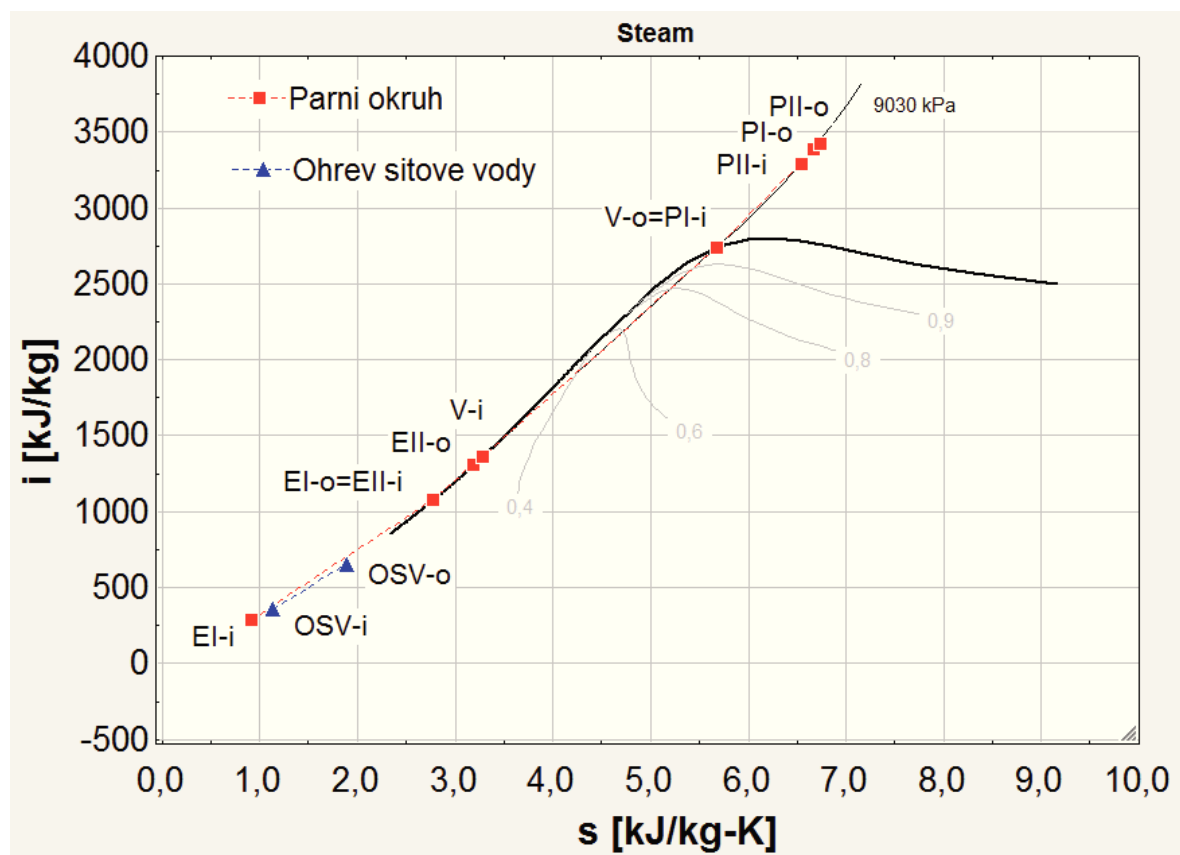


Obr. 9 Pilový diagram kotle

Médium proudící ve výhřevných plochách v závislosti teploty - entropie a teploty - entalpie je zobrazeno na obr. 10 a 11



Obr. 10 t - s diagram kotle



Obr. 11 i - s diagram kotle

## 7. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navržení vertikálního kotle za spalovací turbínou, který vyhoví garantovaným parametrům média při daném provozním stavu.

V první fázi návrhu jsem zvolil uspořádání výhřevných ploch v kotli tak, aby se zajistila vhodná regulace teploty přehřáté páry vstřikem. Ekonomizér společně s přehřívákem páry jsem rozdělil do dvou stupňů. Médium pro vstřik se odebírá za prvním stupněm ekonomizéru a vrací se před druhým stupněm přehříváku. Dále jsem určil podle daných kritérií parametry média na vstupu a výstupu do výměníku a následně jsem z tepelné bilance dopočítal odejmutou entalpii spalín. Při výpočtu tepelné bilance uvažuji ztrátu jednoho procenta sáláním do okolí. Parametry na straně média a spalín tvoří základ pro tepelný výpočet kotle, který je proveden podle [1].

Samotný výpočet tepelných výměníků vychází z vhodného zatrubkování tak, aby se tepelný tok navrženého výměníku co nejvíce přiblížil tepelné bilanci výměníku a nepřekročil rozdílnou hodnotu jednoho procenta. Výsledkem výpočtu všech výhřevných ploch je konečné zatrubkování kotle v tab. 22.

Materiály trubek a žeber v tab. 22 jsou použity s ohledem na místo výskytu při dané teplotě spalín a média. Tloušťku stěny trubky jsem navrhl, aby vyhověla výpočtu na přetlak a úbytku materiálu po celou dobu provozu. Životnost kotle uvažuji 200000 hodin.

V pilovém diagramu na obr. 9 je znázorněn pinch point  $\Delta t = 18,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ , který je dán rozdílem teploty spalín vystupující z výparníku a teploty média ve výparníku. Optimální velikost se uvažuje  $\Delta t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Vyšší pinch point se neprojeví na podmínce dodržení garantovaných parametrů, ale je ukazatelem možného navýšení tepelného výkonu. Například zvýšením množství hmotnostního toku nebo tlaku média na výstupu z kotle. Zvýšení výkonu by se projevilo na lepším vychlazení spalín, a tedy i větší tepelné účinnosti.

Projekční výkres tvoří celková dispozice kotle. Důraz je kladen na zobrazení jednotlivých výměníků podle tepelného výpočtu a jejich fixaci v trubkovnicích.

Celý výpočet kotle včetně zobrazených  $i - s$  a  $t - s$  digramů je proveden pomocí softwaru Engineering Equation Solver. Projekční výkres společně se schématy jsem vytvořil v programu AutoCAD Mechanical 2009.

## 8. Seznam použité literatury

- [1] BUDAJ, F. *Parní kotle - podklady pro tepelný výpočet*, VUT Brno, Fakulta strojní, Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s., ISBN: 80-214-0426-4
- [2] KADRNOŽKA, J., OCHRANA, L. *Teplárenství*, Brno: Akademické nakladatelství CERM Brno, 2001, 178 s., ISBN 80-7204-222-X
- [3] KOLÁT, P. *ENERGETICKÉ CENTRÁLY*, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2004, 74 s., ISBN 80-248-0547-2
- [4] ČERNÝ, V., JANEBA, B., TEYSSLER, J., *Parní kotle*, Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 864 s.
- [5] MIKULČÁK, J., KLIMEŠ, B., ŠIROKÝ, J., ŠŮLA, V., ZEMÁNEK, F. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky*, Praha: SPN, 1989, 208 s.
- [6] ŠARBORT, M. a kol. *Kotle, přehled rozvoje a výroby kotlů*, ALSTOM Power, s.r.o., 2000, 112 s.
- [7] SAZIMA, M., KMONÍČEK, V., SCHNELLER, J., *Teplo*, Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989, 588 s., ISBN 80-03-00043-2
- [8] ČSN EN 12952 - 3, *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení - Část 3: Konstrukce a výpočet částí namáhaným tlakem*, Český normalizační institut, 2003, 128 s.

## 9. Seznam příloh

### Výkresová dokumentace

Dispozice kotle	A0-FRA0038-2012	Ks 1
-----------------	-----------------	------

### Přílohy na CD

Technická zpráva:	Návrh parního kotle na odpadní teplo za spalovací turbínou SGT800 spalující zemní plyn (PDF)
Výkresová dokumentace:	Dispozice kotle (PDF)

## Poděkování

Rád bych touthle cestou poděkoval Ing. Radomíru Nantlovi, Ing. Martinu Bystřickému, Ing. Mirku Hudečkovi, CSc. ze společnosti BBS CZ s.r.o. a především vedoucímu diplomové práce doc. Jiřímu Míkovi, CSc. za odbornou pomoc, cenné rady a připomínky.